



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

ANALÝZA PROUDĚNÍ SPALIN V OKOLÍ VÝFUKOVÉHO VENTILU SPALOVACÍHO MOTORU S VYUŽITÍM CFD

FLUID FLOW ANALYSIS IN VICINITY OF EXHAUST VALVE USING CFD

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JOSEF ŠESTÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MARTIN VRBKA, Ph.D.

BRNO 2009

ABSTRAKT

Následující diplomová práce pojednává o výpočtovém modelování proudění v okolí výfukového ventilu spalovacího motoru prostřednictvím počítačové dynamiky tekutin. Tento přístup je z hlediska současného stavu problematiky inovativní, nicméně díky nízkému stavu poznání vysoce náročný. Autor se pokouší o detailní popis vícerozměrných polí charakteristických veličin, které vymezují chování tekutiny u úlohy definované virtuální geometrií a danými okrajovými podmínkami. Poznatky o chování proudu spalin u úloh s různými geometriemi umožní navrhnout geometrii výfukového ventilu tak, aby svým tvarem umožnila rychlý odvod spalin z pracovního prostoru válce před započítáním výfukového zdvihu motoru. Tento proces umožní snížit hodnotu ztrátové práce motoru, a tím zlepšit jeho efektivní ukazatele.

Klíčová slova:

Počítačová dynamika tekutin; Výfukový ventil; Proudění v okolí výfukového ventilu; RANS k- ϵ model;

ABSTRACT

This diploma thesis discuss a flow in a vicinity of exhaust valve using computational of fluid dynamics. In a light of current state of the problem solution this approach is forward but very sophisticated. Intention of author is description of multidimensional boundary of characteristic variables which determinates the flow behaviour for given geometry and boundary conditions. Technical knowlegde of fluid flow in vicinity of exhaust valve allow to design geometry which provide more effective cylinder flush out berofe the exhaust stroke will become. This process reduce quantity of loss work of piston and improve its effective pointers.

Key words:

Computational of fluid dynamics; Exhaust valve; Flow in vicinity of exhaust valve; RANS k- ϵ model;

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠESTÁK, J. Analýza proudění spalin v okolí výfukového ventilu spalovacího motoru s využitím CFD. 2009. 80s. Diplomová práce na Fakultě strojního inženýrství Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Martin Vrbka.

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI PRÁCE

Čestně prohlašuji, že jsem následující diplomovou práci zpracoval samostatně, na základě uvedené literatury a pod vedením školitele.

V Břeclavi dne

Josef Šesták

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval lidem ze svého okolí, díky kterým tato práce vznikla. Především svému otci za jeho rady, postřehy a podněty, díky kterým jsem začal vnímat formulaci problémové situace více s nadhledem. Mé matce za neuvěřitelnou podporu v těžkých chvílích, kterou jí bohužel nebudu schopen nikdy vrátit. Dále lidem na Ústavu konstruování, zejména Martinu Vrbkovi, Davidu Palouškovi, Františku Pražákovi, Danielu Koutnému, Michalu Vaverkovi a mnohým dalším. V neposlední řadě pak firmě Jawa Divišov a.s. a Ústavu pro výzkum automobilů a spalovacích motorů Jozefa Božka v čele s panem profesorem Mackem, bez jehož odborných znalostí by tato práce nevznikla.

OBSAH

	OBSAH	9
1	ÚVOD	11
2	FORMULACE PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA	13
3	VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE	15
4	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	16
4.1	Poznámka o informačních zdrojích	16
4.2	Cíle řešeršní studie	16
4.3	Vymezení důležitých pojmů	16
4.3.1	Spalovací motor	16
4.3.2	Rozvodová soustava spalovacího motoru	17
4.3.3	Výfukový ventil	17
4.3.4	Výpočtové simulační modelování	17
4.3.5	Počítačová dynamika tekutin	17
4.4	Popis konstrukce čtyřdobého zážehového spalovacího motoru	18
4.5	Popis oběhu čtyřdobého zážehového spalovacího motoru	19
4.5.1	Popis oběhu spalovacího motoru s ohledem na jeho provoz	20
4.5.2	Kvantitativní termodynamický popis oběhu	22
4.5.3	Popis vysokotlaké části oběhu	23
4.5.4	Idealizace pro výpočtové modelování vysokotlaké části oběhu	24
4.6	Ventilové rozvody	25
4.6.1	Konstrukce ventilového rozvodu OHC	25
4.6.2	Časování ventilového rozvodu	27
4.6.3	Výfukový ventil	28
4.7	Proudění ve spalovacím motoru	30
4.7.1	Poznámka o analytickém přístupu k řešení problému	30
4.7.2	Počítačová dynamika tekutin	31
4.7.3	Aplikace počítačové dynamiky tekutin v oblasti spalovacích	32
4.8	Softwarové nástroje pro výpočtové modelování	35
4.8.1	CAD software pro tvorbu geometrie	35
4.8.2	Software pro přípravu výpočtového modelu – preprocessor	36
4.8.3	Software pro řešení výpočtového modelu – Ansys Fluent	36
5	NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ	37
6	MATEMATICKÁ FORMULACE PROBLÉMU	38
6.1	Matematická formulace CFD modelu	38
6.1.1	Určující rovnice proudění	38
6.1.2	Zákon zachování hmotnosti	38
6.1.3	Zákon zachování hybnosti – Navier Stokesovy rovnice	39
6.1.4	Zákon zachování energie	40
6.1.5	Soustava řídicích rovnic v diferenciální konzervativní podobě	41
6.2	Problematické matematické chování PDR	42
6.3	Modelování turbulence	42
6.3.1	Matematický popis jevu turbulence	44
6.3.2	Rozdělení turbulentních modelů	44
6.4	Numerické řešení CFD problému	45
6.4.1	Klasifikace numerických metod	45
6.4.2	Metoda konečných objemů FVM	46

6.4.3	Numerické vícesíťové řešení	47
7	PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU	48
7.1.	Výchozí parametry zadání	48
7.2	Předpoklady pro sestavení výpočtového modelu	49
7.3	Tvorba geometrie úlohy	50
7.3.1	Popis geometrie úlohy	50
7.3.2	Míra idealizace úlohy	50
7.3.3	Model s upraveným čelem talíře	51
7.4	Tvorba výpočtové sítě a obecná aplikace okrajových podmínek	51
7.4.1	Import geometrie a volba řešiče	52
7.4.2	Příprava geometrie pro tvorbu sítě	52
7.4.3	Tvorba sítě	52
7.4.4	Aplikace obecné okrajové podmínky	53
7.4.5	Kontrola kvality sítě	55
7.5	Vymezení okrajových podmínek a nastavení řešiče	55
7.5.1	Výběr řešiče a hardwarová konfigurace	56
7.5.2	Okrajové podmínky pro model B	56
7.5.3	Okrajové podmínky pro model C	59
8	INTERPRETACE ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ	62
8.1	Kritéria pro hodnocení výstupních dat	62
8.2	Vyhodnocení výstupních dat modelu B	63
8.3	Vyhodnocení výstupních dat modelu C	65
8.3.1	Vliv otáčkové hladiny na Q_m	65
8.3.2	Vliv změny kompresního poměru na Q_m	67
8.3.3	Vliv změny předstihu hoření na Q_m	67
8.3.4	Vliv počtu ventilů na Q_m	68
8.3.5	Vliv úhlu sedla na Q_m	69
8.3.6	Vliv zakřivení čelní plochy talíře na Q_m	70
9	ZÁVĚR	72
9.1	Předpoklady pro stanovení závěru	72
9.2	Faktory ovlivňující řešení	72
9.3	Rozbor získaných výsledků a splnění cílů	72
9.4	Návrh dalšího postupu	73
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	74
11	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	76
12	SEZNAM OBRÁZKŮ	78
13	SEZNAM TABULEK	80

ÚVOD

Následující diplomová práce pojednává o výpočtovém modelování proudění spalín v blízkém okolí výfukového ventilu. Vzhledem ke svému obsahu se řadí mezi práce analytického charakteru, využívající k řešení daného problému výpočtovou dynamiku tekutin. Tento velmi progresivní vědní podobor dynamiky tekutin umožňuje díky rozvoji IT technologií získat lepší informace o chování tekutin bez nutnosti realizace nákladného experimentu.

Motivací vědecké práce byl v první řadě zájem společnosti Jawa Divišov a.s. na zlepšení indikovaných a efektivních ukazatelů zážehového čtyřdobého motoru určeného pro plochodrážní motocykly. Výše uvedeného zlepšení mělo být dosaženo pomocí dokonalejšího vyplachování válce motoru v průběhu čtvrté pracovní doby. Hlavní zájem práce se tedy dle zadavatele soustředil na úpravu topologie ventilu a ventilového sedla. Dodatečnou motivaci poskytla skutečnost, že se z pohledu výpočtové dynamiky proudění jedná o opomíjenou problémovou situaci, jež je řešiteli opravdovou výzvou.

Pro zevrubnou charakteristiku problémové situace a problému lze konstatovat následující. Výplach válce motoru v průběhu čtvrté pracovní doby má velký vliv na celou řadu ukazatelů motoru, zejména pak na výslednou účinnost. Rychlost odvodu spalín přímo souvisí jak s topologií ventilu a ventilového sedla, tak i s topologií výfukového potrubí či vlastním prouděním ve válci v průběhu předešlých tří pracovních dob. Důležité otázky pro formulaci problému a cílů práce lze shrnout do několika základních bodů:

- Do jaké míry lze změnou geometrie výfukového ventilu a ventilového sedla zlepšit vyplachování válce motoru?
- Jaký velký vliv na validitu bude mít idealizace výpočtového modelu?
- Jak se změní napětí od teplotních polí ve stěně ventilu po úpravě topologie?
- Je vhodné využít komerčního kódu počítačové dynamiky tekutin, nebo je lépe vytvářet kód vlastní?

Pro řešení těchto otázek, které ve své podstatě charakterizují cíle práce, bylo zvoleno využití přístupů a metod počítačové dynamiky proudění (dále také CFD z anglického Computational of Fluid Dynamics). Popis chování proudu umožňuje řešení řídicích rovnic proudění. Tyto sestávají z rovnice kontinuity, rovnic Navier – Stokesových a z rovnic energetické bilance (zákona zachování energie). Jejich diskretizací pro danou topologii a řešením doplněným o okrajové a počáteční podmínky lze získat vektorová a skalární pole charakteristických veličin. K vlastnímu numerickému řešení je možné využít metodu sítí, konečných objemu, konečných prvků a další.

Práce se snaží o objektivní vymezení řešení problému tak, aby bylo možné dosáhnout stanovených cílů. Vzhledem ke složitosti matematického modelu popisujícího chování soustavy byly přijaty některé zjednodušující předpoklady, jež umožní přeformulovat problém a cíle tak, aby nepřesahovaly rámec diplomové práce. Tato zjednodušení se vztahují především k dimenzi úlohy, zjednodušenému modelu

tekutiny a okrajovým podmínkám úlohy. S přijetím těchto předpokladů je samozřejmě spojena skutečnost, zda tyto neovlivní výstupy a pokud ano, pak do jaké míry.

Svým obsahem se tato diplomová práce snaží překlenout volné místo mezi teoretickými poznatky o konstrukci výfukových ventilů a teorií CFD. Cílem práce není vytvořit dokonalý výpočtový model a poskytnout jeho precizní řešení, a to z důvodů složitosti, která dalece převyšuje rámec diplomové práce. Práce by proto měla být odrazovým můstkem, na který lze navázat dalším detailnějším výzkumem. Nelze však říct, že by tímto pozbyla na hodnotě, jelikož představuje výpočtové modely, jejichž výstupní data mohou vést ke zlepšení indikovaných a efektivních ukazatelů stávajících zážehových motorů.

2 FORMULACE PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

2

Následující oddíl blíže specifikuje problémovou situaci pro korektní stanovení problému následné vymezení cílů práce. Problémová situace byla naformulována zadavatelem práce, tj. firmou Jawa Divišov, a.s. Práce se snaží o aplikaci systémového přístupu [2], jež umožňuje transparentní řešení problému a snižuje pravděpodobnost chyby lidského faktoru.

2.1 Vymezení pojmu problémová situace a problém

2.1

Literatura [2] vymezuje pojem problémová situace a problém následovně:

Problémová situace je nestandardní situace, odlišná od situace běžné, a to v tom, že její řešení vyžaduje použít i jiné než rutinní, tj. známé, resp. i algoritmizované činnosti. [2]

Problém je subjektem naformulované to podstatné z problémové situace, co vyžaduje řešení. [2]

2.2 Formulace problémové situace

2.2

Problémová situace

Při výfukové fázi, tj. čtvrté pracovní době, čtyřdobého zážehového spalovacího motoru plochodrážního motocyklu odchází spaliny z prostoru válce přes otevřený výfukový ventil do výfukového potrubí. Vytlačované spaliny kladou odpor proti pohybu pístu při pohybu z dolní úvrati do horní úvrati kliky. Tím soustava koná ztrátovou práci. Existence této práce má negativní vliv na efektivní ukazatele motoru. Ztrátová práce je dále ovlivněna časováním ventilů, jejich zdvihem a tvarem. Čím rychleji jsou spaliny odváděny, tím menší odpor klade zbylá náplň pohybu pístu k horní úvrati. Pokud jsou spaliny odvedeny dostatečně rychle, snižuje se ztrátová práce a roste efektivní účinnost motoru. Dle zadavatele, firmy Jawa Divišov a.s., je požadováno vytvoření výpočtového modelu, který by umožnil navrhnout geometrii ventilu tak, aby byla hodnota ztrátové práce při výplachu pracovního prostoru válce co nejmenší, a tím došlo ke zlepšení efektivních ukazatelů motoru.

2.3 Formulace problému

2.3

Z problémové situace je formulován zadavatelem následující problém:

Jak ovlivní tvar ventilu (popřípadě dvojice ventil – ventilové sedlo) rychlost vyplachování pracovního prostoru válce. Posouzení rychlosti výplachu je provedeno na základě porovnáním charakteristických veličin, tj. např. hmotnostního toku ventilem v průběhu jedné otáčky motoru Q_m pro daný navržený tvar ventilu.

2.4 Analýza problému

Následující oddíl obsahuje analýzu problému, jak je uvedena v literatuře [2]. Na toto úvodní vyspecifikování navazuje oddíl 4, který zpracovává komplexní analýzu problému s ohledem na přehled současného stavu poznání.

2.4.1 Typ problému

Z formulace problémové situace a problému lze konstatovat, že se jedná o problém přímý.

2.4.2 Stupeň ostrosti problému

Problém nelze považovat za ostrý díky mnohým bariérám při aplikaci aparátu počítačové dynamiky proudění.

- Není možná jednoduchá dekompozice na dílčí problémy bez ztráty validity;
- Není známo, zda mají Navier – Stokesovy rovnice pro dané počáteční podmínky jednoznačné řešení;
- Mechanismus vzniku turbulence není znám;
- Dostupnost okrajové podmínky pro přesný popis matematického modelu;
- Absence dostatečně výkonného HW pro řešení problému;

Jak uvádí literatura [2], z hlediska kvality výstupů je vhodnější považovat problém za méně ostrý, jelikož opačný přístup vede k závažné chybě v modelování.

2.4.3 Vymezení hranic problému

Vzhledem ke složitosti problému je vhodné zavést následující hranice problému:

- Prostorová dimenze úlohy je primárně rovinná;
- Kontinuum ve výpočtu je izotropní;
- Struktura soustavy čítá pouze část pracovního válce, ventil, sedlo ventilu a část výfukové potrubí;

2.4.4 Analýza možností využití informačních zdrojů

Publikace řešící obdobný problém, tj. výpočtové modelování proudění spalin v okolí výfukového ventilu nebyla ve stávajících bázích nalezena. Autor proto vychází ze článků, věnujících se výpočtovému modelování celého pracovního cyklu čtyřdobého spalovacího motoru, popřípadě výpočtovému modelování proudění v okolí sacího ventilu.

- Problém je z hlediska výpočtového modelování řešitelný;
- Vstupní data pro výpočtové modelování jsou k dispozici;
- Pro řešení problému je možné též využít experimentální modelování;

3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

3

V následujícím oddíle jsou uvedeny cíle práce vycházející z výše formulovaného problému. Pro tyto cíle bylo zvoleno hierarchické úroňové dělení [1] na hlavní a dílčí cíle.

3.1 Hlavní cíle

3.1

Hlavní cíle byly určeny z problému a problémové situace definované zadavatelem.

Hlavním cílem je vytvořit parametrický výpočtový model popisující proudění spalin v blízkém okolí výfukového ventilu při předem zvolených provozních podmínkách.

Pomocí tohoto modelu navrhnout geometrii výfukového ventilu tak, aby svým tvarem umožnila rychlejší výplach pracovního prostoru. Pro jednotlivé geometrické modifikace pak vypočítat porovnávací hodnotu ztrátové práce, vykonané pístem při jednom výfukovém zdvihu.

3.2 Dílčí cíle

3.2

Jako vhodné se jeví využít komplexní výpočtový simulační model, který by popisoval proudění v průběhu celého pracovního cyklu čtyřdobého motoru. Výsledky z tohoto modelu mohou být dále podrobeny korelační analýze spolu s výsledky získanými během řešení hlavního cíle, popřípadě mohou být použity jako okrajové podmínky pro další výpočet. Dále lze výstupy z řešení hlavního cíle efektivně využít pro další inženýrské analýzy.

4 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

4

4.1 Poznámka o informačních zdrojích

4.1

Tato část práce shrnuje informace získané v průběhu řešeršní činnosti. Korektně vymezuje pojmy, které budou dále využívány a uvádí závěry prací, zabývajících se řešením obdobných problémů. Kromě toho obsahuje obecné informace z oblasti termodynamiky, hydrodynamiky a konstrukce spalovacích motorů, které jsou nezbytné pro samotné výpočtové modelování. Vzhledem k rozsahu práce a v souladu se směrnicí pro citace nejsou citovány některé známé informace. V tomto případě jsou v textu umístěny odkazy přímo na příslušnou literaturu.

Pro vytvoření řešeršní studie byly využity informační zdroje z následujících oblastí:

- Tepelné oběhy čtyřdobých spalovacích zážehových;
Zdroje [6] a [11];
- Konstrukce čtyřdobých spalovacích zážehových motorů;
Zdroj [6];
- Konstrukce a provozní charakteristiky rozvodových soustav;
Zdroje [6] a [10];
- Konstrukce ventilů;
Zdroje [11] a [15];
- Proudění ve čtyřdobých spalovacích motorech;
Zdroj [5];
- Obecné informace o počítačové dynamice tekutin;
Zdroje [3] a [4];
- Aplikace počítačové mechaniky tekutin v oblasti spalovacích motorů;
Zdroje [14], [18], [19] a [23];

4.2 Cíle řešeršní studie

4.2

Z hlediska systémového přístupu [2] lze hlavní cíle řešeršní studie shrnout do následujících bodů.

- Ověřit, zda se jedná o prvotní formulaci problému.
- Pokud ano, pak jak byl problém řešen a jaké závěry z řešení vyplynuly.
- Stanovit poznatkový standard pro posuzování novosti vědecké práce.

4.3 Vymezení důležitých pojmů

4.3

4.3.1 Spalovací motor

Je **tepelný motor**, u něhož je **zdrojem tepelné energie spalovací proces**. Pro účely této práce bude pojem spalovací motor označovat výhradně zážehový čtyřdobý spalovací motor, jehož pracovní oběh je uveden dále v řešeršní studii.

4.3.2 Rozvodová soustava spalovacího motoru

Ventilový rozvod je mechanickou soustavou zajišťující řízení výměny obsahu pracovního prostoru válce motoru. Tímto se rozumí **odvod výfukových plynů a jejich nahrazení čerstvou náplní**. Na správné funkci této soustavy závisí výkon, krouticí moment, emise výfukových plynů i spotřeba motoru. Zároveň jsou na tuto soustavu kladeny vysoké požadavky na spolehlivost a bezhlučnost. Rozvodová soustava v této práci odpovídá ventilovému rozvodu s označením OHC. Bližší specifikaci konstrukce a provozu uvádí oddíl 4.5.

4.3.3 Výfukový ventil

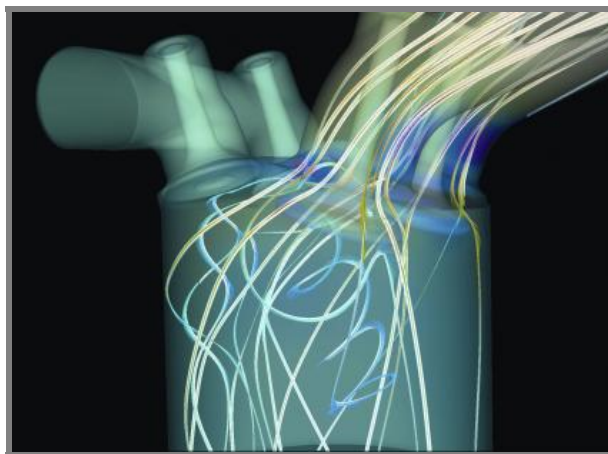
Je prvkem rozvodové soustavy spalovacího motoru. Jeho úkolem je co nejrychlejší **odvod spalin z pracovního prostoru válce do výfukového potrubí**. Přitom koná přímočarý vratný translační pohyb, označovaný jako zdvih. V průběhu zdvihu dochází ke vzniku kanálu, jehož geometrii definuje geometrie ventilu a ventilového sedla.

4.3.4 Výpočtové simulační modelování

Vymezení pojmu výpočtového simulačního modelování vychází z konstatování uvedeného v [2]. Výpočtovým simulačním modelováním se rozumí specifický příklad výpočtového modelování. Během něj se **na počítači opětovně realizuje předem definovaný výpočtový algoritmus přímé úlohy**. Cílem procesu je analyzovat procesy probíhající na objektu, a tím určit jeho potenciální chování.

4.3.5 Počítačová dynamika tekutin (Computational of Fluid Dynamics)

Počítačová dynamika tekutin je mladý, progresivně se rozvíjející vědecký obor. Zabývá se popisem, diskretizací a řešením soustavy určujících rovnic proudění pro úlohu o předem definované geometrii, počátečních a okrajových podmínkách. Umožňuje získat **informace o chování proudění** bez nutnosti realizace nákladných experimentů. Spolu s teoretickou a experimentální dynamikou tekutin tvoří základ aplikované mechaniky tekutin. Podrobněji rozvádí tento pojem oddíl 4.7.

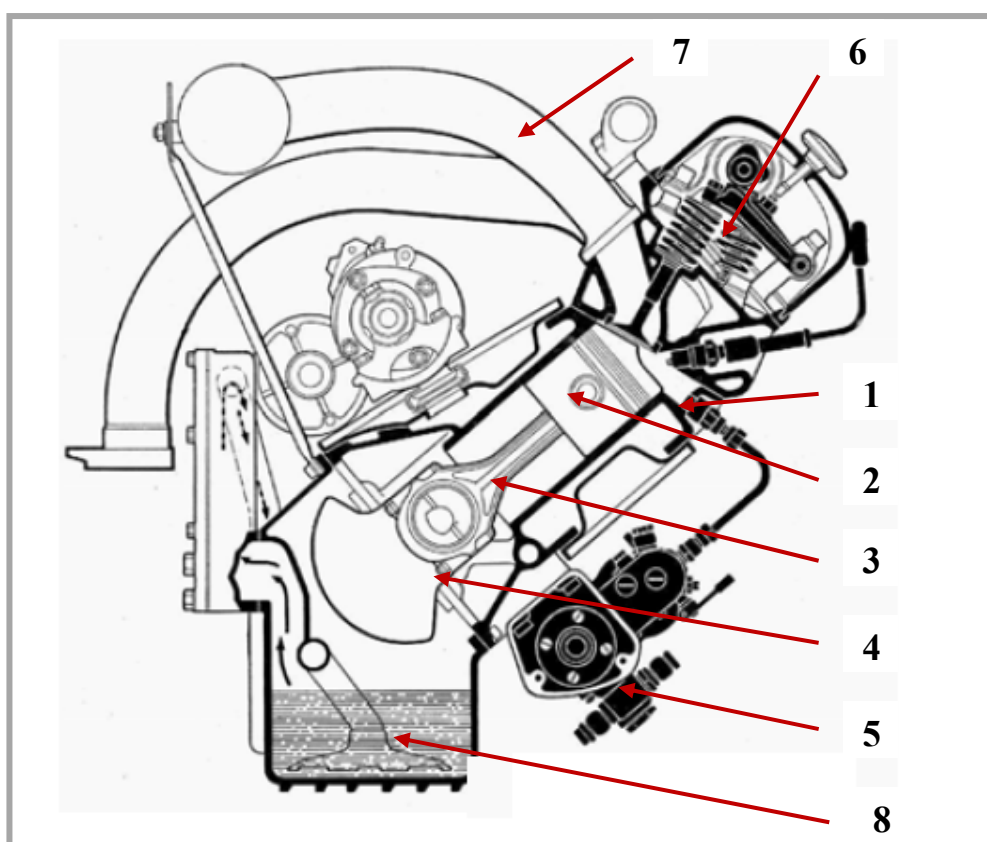


Obr. 1 Aplikace počítačové dynamiky tekutin [23]

4.4 Popis konstrukce čtyřdobého zážehového spalovacího motoru

Pro korektní sestavení matematického modelu a jeho numerické řešení je zapotřebí aplikovat znalosti z oblasti tepelných oběhů a konstrukce spalovacích motorů. Tyto informace jsou nezbytným předpokladem pro správnou formulaci okrajových a počátečních podmínek úlohy.

Následující obrázek ilustruje základní části pístového spalovacího motoru. Popis se omezuje pouze na hlavní části, jež jsou pro většinu motorů shodné. Konstrukční uspořádání spalovacích motorů se v dnešní době liší podle výrobce, a nelze proto vytvořit jednotný popis. Ostatní typy motorů shrnuje literatura [11].



Obr. 2 Čtyřdobý zážehový motor [11]

1. Válec (průměr válce ϕD [mm] je označován jako vrtání);
2. Píst;
3. Ojnice;
4. Kliková hřídel (poloměr kliky Z [mm] je označován jako zdvih);
5. Vstříkovací jednotka;
6. Ventilový rozvod (rozvod výfukového ventilu);
7. Výfukové potrubí;
8. Olejová vana;

Pozn. Pro každý motor je třeba uvést jeho základní konstrukční a provozní veličiny. Následující značení těchto základních veličin pro konstrukci a provoz spalovacího motoru je uvedeno v souladu s normami ČSN 30 0025 a ČSN 09 0770 [6].

Základní konstrukční veličiny spalovacího motoru:

- Vrtání $\varnothing D$ [mm];
- Zdvih Z [mm];
- Počet válců i [1];

Základní provozní veličiny spalovacího motoru:

- Jmenovitý výkon P_j [kW];
- Jmenovité otáčky n_j [min^{-1}];

Další významné odvozené a změřené veličiny:

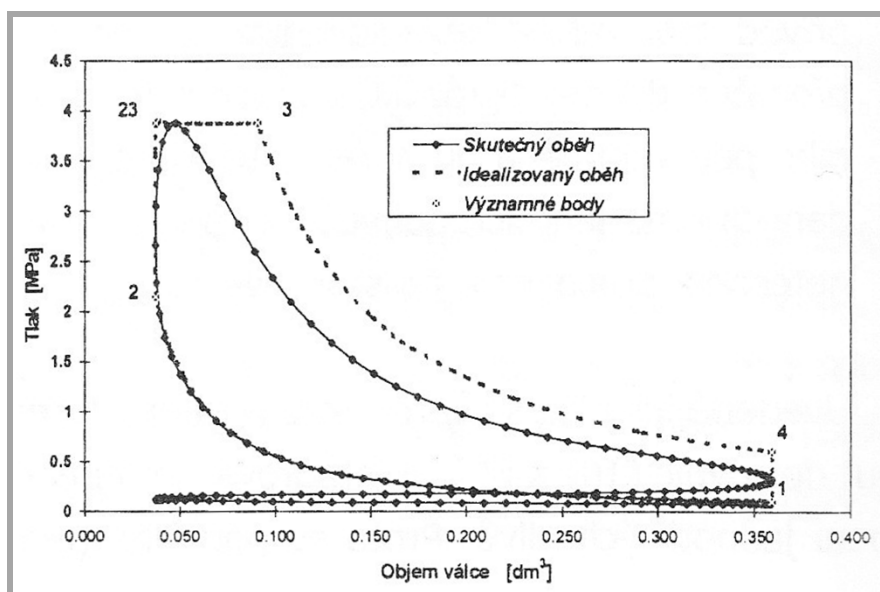
- Zdvihový objem V_Z [dm^3];
- Střední užitečný tlak p_e [MPa];
- Měrná spotřeba paliva m_{pe} [$\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$];

4.5 Popis oběhu čtyřdobého zážehového spalovacího motoru

4.5

I přes neustálý vývoj v oblasti automobilové techniky zůstává čtyřdobý spalovací motor dominantní pohonnou jednotkou pro většinu automobilů i motocyklů. Princip jeho funkce je důvěrně znám, a proto bude upřednostněn kvantitativní popis vycházející z tepelného oběhu.

Tepelný oběh spalovacího motoru znázorňuje periodický děj, kdy je tepelná energie získávána díky stavovým změnám pracovního média. Pro popis tepelného oběhu spalovacího motoru lze použít modelové oběhy, jakými jsou například Carnotův či termodynamický popis. Vzhledem k možnostem experimentálního získávání dat je vhodné použít skutečný popis tepelného motoru, reprezentovaný p-V diagramem.



Obr. 3 Srovnání indikátorových diagramů [6]

4.5.1 Popis oběhu spalovacího motoru s ohledem na jeho provoz

Pracovní cyklus sestává ze čtyř částí, jež odpovídají jednotlivým zdvihům pístu. Následující odstavec tyto části kvantitativně popisuje, a to bez bližší matematické formulace. Ta bude uvedena v dalším textu.

Pozn. Následující číslování ilustruje pouze jednotlivé fáze tepelného oběhu.

1. Doba – Sání (SO – SZ)

Tato část tepelného oběhu začíná otevřením sacího ventilu v hlavě motoru (SO). Píst se následně pohybuje od horní úvratě (HÚ) do dolní (DÚ) a sacím ventilem proudí do válce čerstvá směs. Ta je nasávána následkem vzniklého podtlaku a u přeplňovaného motoru následkem tlaku dodávaného kompresorem. Po dosažení dolní úvratě se sací ventil uzavírá (SZ).

Důležité aspekty 1. doby:

- Sací ventil je otevřen (SO) ještě před tím, než píst dosáhne horní úvratě. Děje se tak proto, aby byl sací ventil otevřen na maximální průtočný průřez již v okamžiku, kdy se ve válci objeví podtlak. Vzniknuvší rázy (způsobené brzkým otevřením sacího ventilu) jsou odstraněny pozvolným náběhem vačky, a tedy i dlouhou dobou otevírání sacího ventilu ($15 - 50^\circ$ pootočení klikového hřídele před HÚ) [6].
- Sací ventil se zavírá až po dosažení dolní úvratě (resp. $30 - 70^\circ$ pootočení klikového hřídele po DÚ). Využívá se kinetické energie proudu směsi, která umožní lepší naplnění válce motoru [6].
- Charakter proudění v sacím potrubí a okolí sacího ventilu je turbulentní (v průmyslové aplikaci lze dosáhnout laminárního toku jen velmi obtížně). Turbulence přispívá v promíchávání čerstvé směsi již v sacím traktu, avšak přítomnost flukтуаční složky rychlosti má za následek úbytek energie proudu, a tedy snižuje objemový tok sacím ventilem Q_{mS} . Jako výhodná se tedy jeví tendence o udržení laminárního charakteru proudu.
- Po průchodu směsi sacím ventilem dochází ke vzniku tečného (swirl) nebo příčného víru (tumble). Tento vířivý pohyb směsi má kladný vliv na její homogenizaci. Docílí se ho tvarem sacího kanálu, ventilu a ventilového sedla [8].

2. Doba – Komprese (SZ – HÚ)

Ke kompresi dochází již v momentě, kdy kliková hřídel překročí DÚ. Při pohybu pístu do horní úvratě dochází vlivem turbulentního proudění k homogenizaci směsi. Při tomto procesu se vlivem zvyšování vnitřní energie směsi odpařují kapičky paliva, které se následně smíchávají se vzduchem.

Důležité aspekty 2. doby:

- Ve druhé fázi je třeba dosáhnout co největší homogenity směsi. Ta umožní plynulejší a rychlejší hoření a v důsledku i vyšší výkon motoru.
- Vznik vířivého proudění směsi (symetrického toroidálního víru) lze docílit tvarováním funkční plochy pístu [11].

3. Doba – Hoření a expanze (HÚ – VO)

Elektrickou jiskrou ze zapalovací svíčky je směs paliva a vzduchu zapálena. Rychlost šíření čela plamene se pohybuje kolem $30 - 50 \text{ m.s}^{-1}$ [6]. Jak již bylo uvedeno výše, má homogenita směsi na průběh hoření významný vliv. Pro vysokou účinnost tepelného oběhu je třeba, aby většina směsi zahořela v blízkosti HÚ. Větší vzdálenost od horní úvrati znamená větší plochu pro přestup tepla do stěn válce. Takto ztracená energie nemůže být tedy dále transformována na energii mechanickou. V průběhu zapálení směsi dojde k prudkému růstu tlaku. Směs následně dohořívá a expanduje s pohybem pístu směrem do DÚ. Tlak ve válci pak postupně klesá a dochází k otevření výfukového ventilu.

Důležité aspekty 3. doby:

- Pro co nejvyšší účinnost motoru dochází k zapálení směsi s jistým předstihem. Proces hoření probíhá v rozmezí $10 - 15^\circ$ pootočení klikového hřídele před HÚ a $15 - 20^\circ$ pootočení klikového hřídele po HÚ [6].
- Dohořívání paliva končí $30 - 40^\circ$ pootočení klikového hřídele po HÚ. Tato skutečnost bývá často problematická pro výpočtové modelování proudění, jelikož nelze přesně předpovědět konec hoření. Výpočtový model totiž považuje tekutinu za spálenou tehdy, pokud dojde k promíchání látek, ze kterých je složena [6].
- Tlak těsně po momentu iniciace, jež uvažujeme jako p_{\max} je u nepřepřítaných zážehových motorů v rozmezí $5 - 6 \text{ MPa}$ [6].

4. Doba – Výfuk (VO – VZ)

V průběhu výfukové fáze dochází k odvodu spálené směsi z prostoru válce. Po otevření výfukového ventilu (VO) odchází horké spaliny přes výfukový ventil do výfukového potrubí. Spaliny z válce odchází nejprve samovolně na základě velkého gradientu tlaku, a později jsou vytlačovány pohybem pístu směrem do HÚ. Rychlost odvodu spalin ovlivňuje výkon motoru, jelikož samovolný výplach (gradient tlaku mezi válcem a potrubím) na rozdíl od nuceného (pohybem pístu) odebírá soustavě méně energie. Po výplachu válce se otevírá sací ventil (SO) a vzniklým podtlakem je do válce nasávána čerstvá směs. Po dosažení HÚ dochází k uzavření výfukového ventilu (VZ) a celý cyklus se opakuje.

Důležité aspekty 4. doby:

- Výfukový ventil se otevírá $30 - 70^\circ$ pootočení klikového hřídele před DÚ. V tuto chvíli je mezi válcem a výfukovým potrubím velký gradient tlaku. Tento způsobuje jak samovolný výplach válce, tak i zápornou práci konanou

pístem. Bylo však experimentálně i výpočtově dokázáno, že je tato práce menší, než práce, spotřebovaná při vytlačení spalín pístem samotným [11].

- Otevřením výfukového ventilu dojde ke vzniku rázové vlny, která se šíří výfukovým potrubím. Tato se na konci odráží a vrací se zpět k ventilu. Při správném „naladění“ délky výfukového potrubí se odražená vlna dostává zpět k výfukovému ventilu v momentě jeho dalšího otevření. Tento jev se označuje jako tzv. rezonanční vyplachování, kdy se dochází k interferenci rázové vlny a zlepšení výplachu válce.
- Tok spalín v okolí výfukového ventilu je výhodné co nejvíce přiblížit laminárnímu stavu. Stejně jako v případě sacího ventilu má přítomnost flukтуаční složky rychlosti za následek snížení objemového toku výfukovým ventilem Q_v .
- Při proudění spalín dochází k vysokému tepelnému zatížení výfukového ventilu, čemuž je nutno přizpůsobit jeho konstrukci.

Pozn. Jak je z předešlého popisu patrné, existuje stav, kdy jsou v soustavě motoru otevřeny zároveň sací i výfukový ventil. Tento jev je označen jako překrytí ventilů. Při tomto překrytí je reálné riziko, že otevřeným výfukovým ventilem unikne čerstvá směs. Nastavením rozvodové soustavy lze toto riziko účinně omezit.

4.5.2 Kvantitativní termodynamický popis oběhu

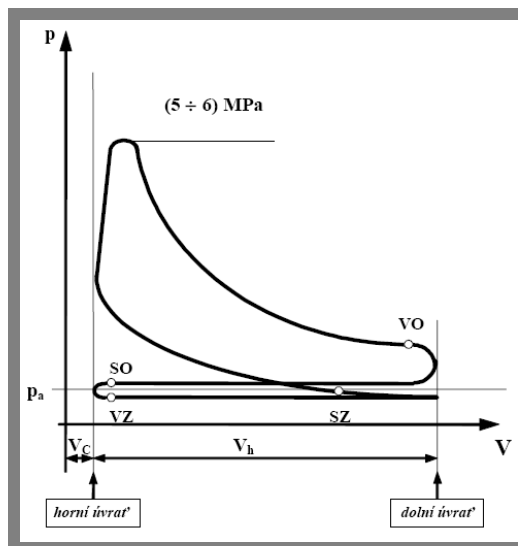
Oběh je periodickým otevřeným cyklem s uzavřenou částí, kterou nazýváme vysokotlaká část oběhu. Oběhy se mohou u různých motorů odlišovat, avšak jak již bylo zmíněno, obsahují vždy následujících děje [6].

- a) Plnění pracovního prostoru válce hořlavou směsí u motorů s vnější tvorbou směsi, nebo vzduchem u motorů s vnitřní tvorbou směsi.
- b) Komprese směsi, při které vlivem zvyšování vnitřní energie roste teplota a tlak směsi. Děje se tak díky přímočarému pohybu pístu z dolní úvrati kliky směrem k horní.
- c) Tvorba hořlavé směsi u motorů s vnitřní tvorbou směsi, jakou je např. přímé vstřikování.
- d) Zážeh směsi vnějším vlivem, elektrickou jiskrou u zážehového typu motoru.
- e) Spálení směsi v blízkosti horní úvrati za prudkého vzestupu teploty a tlaku, přičemž tlak v důsledku pohybu pístu do dolní úvrati klesá.
- f) Expanze spalín za poklesu tlaku a teploty, kdy píst koná kladnou práci.
- g) Výfuk spálené směsi mimo pracovní válec, přičemž píst koná vždy nenulovou zápornou práci.

Dle literatury [6] rozdělujeme tedy oběh na dvě hlavní části:

- Vysokotlaká část oběhu (uzavřená);
- Výměna náplně válce (zcela otevřená);

Pro vymezení pojmu otevřená a uzavřená část je třeba konstatovat, že za otevřenou je považována ta část oběhu, při které dochází k ovlivnění soustavy vnějším dějem (např. sání), zatímco za uzavřenou je považována část, kdy se děj omezuje pouze na pracovní prostor válce. Pro větší názornost je uveden indikátorový diagram, který znázorňuje vysokotlakou část oběhu (SZ – VO) a část výměny náplně (VO – SZ).



Obr. 4 Indikátorový diagram čtyřdobého nepřepřlňovaného motoru [11]

4.5.3 Popis vysokotlaké části oběhu

S ohledem na předchozí výčet dějů se vysokotlaká část vztahuje na body b) až f). Děje při vysokotlaké části oběhu jsou z hlediska matematického modelování velmi složité a blíže je zmíní odstavec 4.7. Literatura [6] uvádí jako důležité tyto děje:

- Proměnlivost termodynamických vlastností reálného plynu v závislosti na teplotě a tlaku;
- Složitý průběh procesu hoření směsi (modeluje se na základě empirických znalostí);
- Změna látkového složení směsi (vícefázové simulace);
- Přívod a odvod tepla sdílením prostřednictvím stěn válce a pístu;
- Nemožnost modelovat turbulentní děje při expanzi (špatná podmíněnost řešení);
- Netěsnost prostoru válce;

Aby bylo možné oběh spalovacího motoru modelovat, je třeba tyto jevy idealizovat. Důsledkem toho se mluví o idealizovaném, neboli srovnávacím oběhu.

Zjednodušující předpoklady:

- Směs paliva a vzduchu se nahrazuje jediným médiem a to vzduchem;
- Látkové veličiny se pokládají za konstanty a využívá se stavové rovnice ideálního plynu;

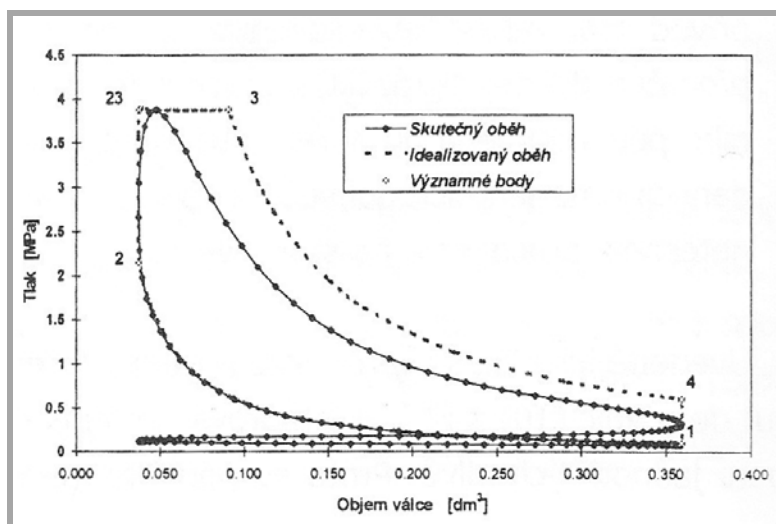
- Proces hoření je nahrazen přívodem tepla při izochorické a izobarické změně.
- Změny probíhají jako vratné.
- Zanedbává se přestup tepla do stěn válce.
- Výměna náplně se definuje jako odvod tepla při izochorické změně.

Při vysokotlaké části oběhu se nejprve vlivem komprese roste vnitřní energie směsi, což se projevuje zvýšením teploty a tlaku ve válci. S ohledem na konstrukci motoru může tlak ve válci v průběhu vysokotlaké části dosáhnout hodnot 3 – 25 MPa a za maximální teploty hořící směsi 1600 - 2400°C. Z hlediska provozu jsou tyto teploty krajně nevhodné a návrh některých dílů spalovacích motorů s nimi musí počítat. Z pohledu účinnosti se však jedná o žádaný jev, kdy lze vysokou hodnotu tepelné energie spalín efektivně přeměnit na mechanickou energii na výstupu z motoru.

Pro numerické přiblížení idealizovaného oběhu lze využít tab. 1 [6]. Ta shrnuje vztahy pro řešení stavových veličin v důležitých bodech oběhu.

Tab. 1 Hlavní body oběhu – Stavové veličiny

Bod	Tlak	Teplota	Měrný objem
1	p_1	T_1	v_1
2	$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa$	$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$	$v_2 = v_1 / \varepsilon$
23	$p_{23} = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot v = p_1 \cdot \pi$	$T_{23} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot v = T_1 \cdot \pi / \varepsilon$	$v_{23} = v_1 / \varepsilon$
3	$p_3 = p_{23}$	$T_3 = T_1$	$v_3 = v_{23} \cdot \rho / \varepsilon$
4	$p_4 = p_1 \cdot v \cdot \rho^\kappa$	$T_4 = T_1 \cdot \pi / \varepsilon^\kappa \cdot \rho^\kappa$	$v_4 = v_1$



Obr. 5 Hlavní body oběhu v indikátorovém diagramu [6]

4.5.4 Idealizace pro výpočtové modelování vysokotlaké části oběhu

Některé zjednodušující předpoklady lze efektivně využít pro budoucí sestavení výpočtového modelu. Na druhou stranu by vnesení jiných zjednodušení znemožnilo korektní modelování proudění při výměně náplně. Proto bylo rozhodnuto takto:

- Vstupy pro výpočtové modelování budou tvořit data z experimentálních měření, tj. popis skutečného oběhu prostřednictvím indikátorového p-V diagramu.
- Spaliny budou idealizovány ve formě ideálního plynu o daných termodynamických vlastnostech.
- Bude uvažován tzv. adiabatický válec (tedy nulový přestup tepla do válce).
- Pokud to bude třeba, bude spalování modelováno pomocí speciálního modelu.

4.6 Ventilové rozvody

4.6

Následující oddíl se věnuje konstrukčním a provozním aspektům ventilových rozvodů. Jelikož se řešení přímo vztahuje na provoz výfukového ventilu, je právě jemu věnována zvýšená pozornost.

Jak již bylo vymezeno v oddíle 4.3, je ventilový rozvod soustavou, která má za úkol odvádět spálenou směs z pracovního prostoru válce a nahradit ji směsí čerstvou. Přitom jsou kladeny vysoké požadavky na spolehlivost rozvodového mechanismu a na jeho životnost.

Klasifikace ventilových rozvodů [15]

Ventilové rozvody dle ovládání:

- Mechanické;
- Hydraulické;
- Elektromagnetické;

Uspořádání ventilů v rozvodových mechanismech:

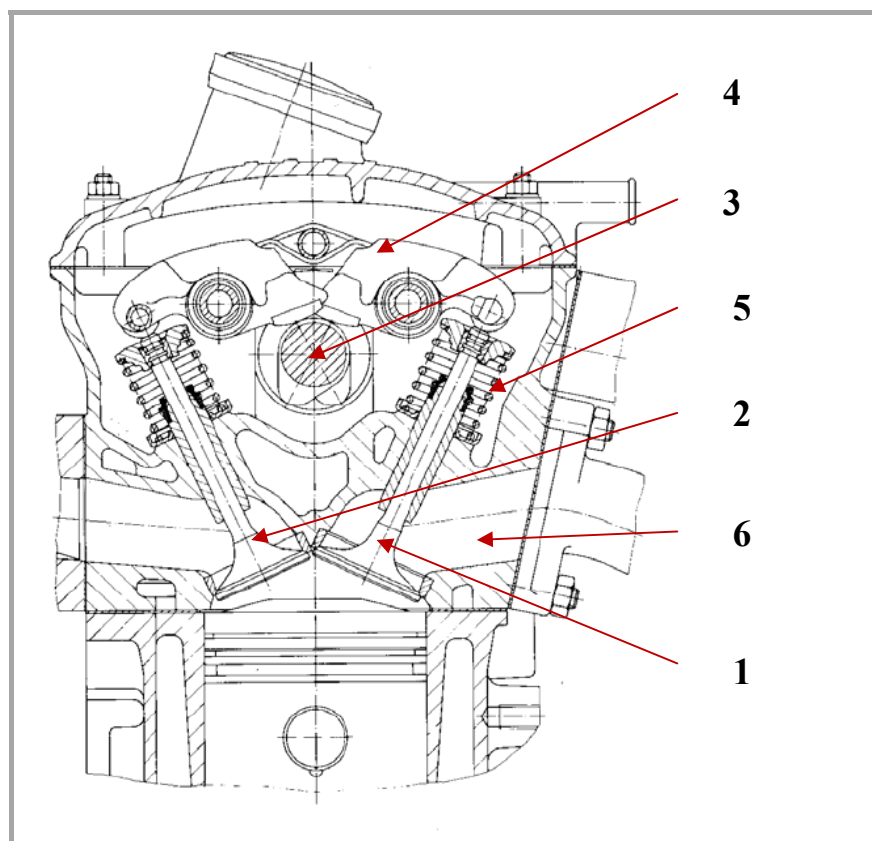
- Rozvod SV (Side valves);
- Rozvod OHV (Over head valves);
- Rozvod IOE (Inlet over exhaust);
- Rozvod OHC (Over head camshaft);
- Rozvod desmodromický;

Jak je z předešlého přehledu patrné, je k dnešnímu dni známa celá řada technických řešení ventilových rozvodů, které se liší svou konstrukcí, zástavbou do hlavy motoru a svými provozními parametry. Vzhledem k povaze řešeného problému bude dále uveden pouze rozvodový mechanismus OHC (over head camshaft).

4.6.1 Konstrukce ventilového rozvodu OHC

OHC mechanismus (Over Head Camshaft) je spolehlivou rozvodovou soustavou, která je v dnešní době využívána u většiny automobilových a motocyklových motorů [10]. Výhodou je odstranění některých částí vývojově starších rozvodů, a tím snížení hmotnosti pohybujících se členů [15]. Takto odlehčený rozvod se vyznačuje lepší

dynamikou a tedy i lepším časováním. Je vhodný především pro rychloběžné motory. OHC rozvodový mechanismus se skládá z těchto základních částí:



Obr. 6 Konstrukce ventilového rozvodu OHC [15]

Legenda k obrázku:

1. Sací ventil;
2. Výfukový ventil;
3. Váčková hřídel;
4. Vahadlo ventilu;
5. Vratná pružina;
6. Výfukový kanál;

Z konstrukčního uspořádání je zřejmé, že je váčková hřídel uložena v hlavě motoru. Díky tomu je hlava motoru s OHC rozvodem rozměrnější a v případě porušení jejího krytu dochází k přímému znečištění rozvodového mechanismu. Znečištění může mít za následek poškození rozvodu či celého motoru vlivem omezení přestupu tepla z výfukového ventilu.

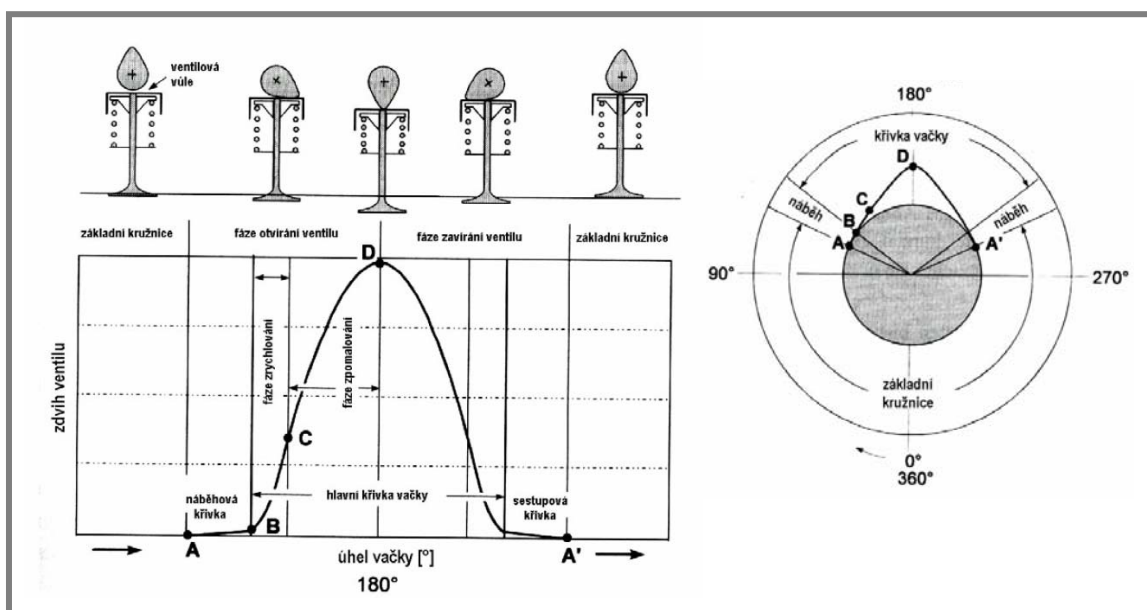
Popis funkce OHC rozvodu

Rotační pohyb klikové hřídele je přenášén na váčkovou hřídel (3) pomocí válečkového řetězu, ozubeného řemenu nebo královského hřídele. Váčková hřídel je osazena váčkami zvlášť pro sací a výfukový ventil. Tyto jsou v permanentním kontaktu s vahadlem (4), jehož kývavý pohyb otevírá sací (1) či výfukový ventil (2).

Vahadla jsou na ilustrativním uspořádání vybavena kladničkami, které snižují ohybové namáhání dřívku ventilu. Ventily se vrací do výchozí (uzavřené) polohy pomocí vratné pružiny (5).

4.6.2 Časování ventilového rozvodu

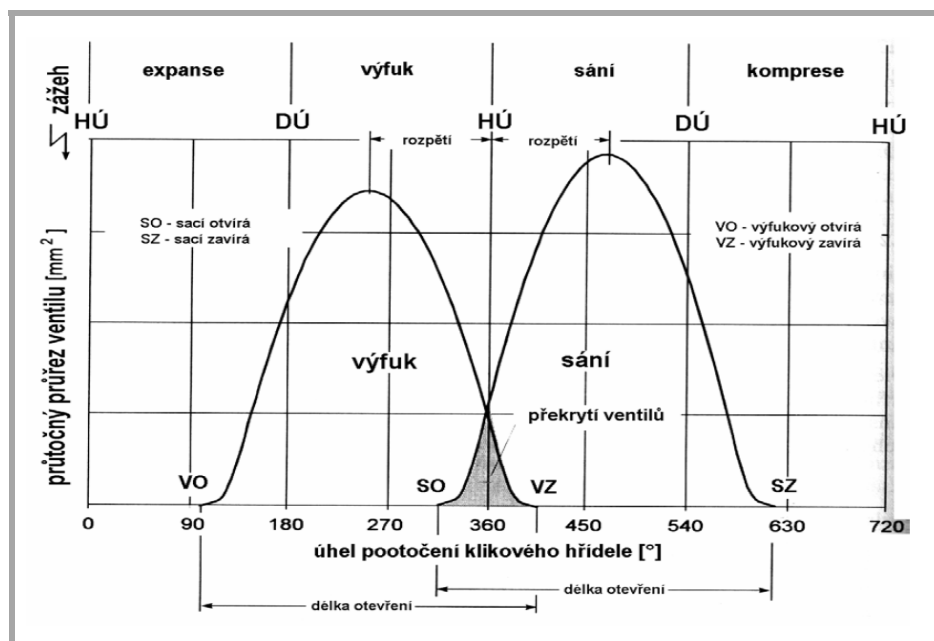
Jako časování je označena závislost zdvihu ventilu na natočení vačky nebo klikové hřídele. Tento ukazatel má zásadní vliv na výkonové a ekonomické parametry motoru. Optimální nastavení časování závisí na režimu práce motoru, a proto je nalezení pevné hodnoty časování není možné [11]. Moderní technologie umožnila časování proměnné, které se v hojné míře používá u osobních automobilů.



Obr. 7 Hlavní křivka vačky [11]

Z experimentálních dat [6] bylo zjištěno následující:

- Pro maximální hmotnostní naplnění válce je nutné otvírat sací ventil 20 – 10° před HÚ a uzavřít by se měl 40 – 70° po DÚ. Důvodem pro předčasné otevření sacího ventilu je předpoklad, že bude plného průřechového průřezu sacího ventilu dosaženo již v moment prvního dosažení podtlaku ve válci. Pozdní uzavření (po DÚ) umožňuje využití kinetické energie směsi v sacím potrubí, aby zvýšila hmotnostní naplnění válce o cca 10-15% (to však platí pouze pro vysoké otáčky).



Obr. 8 Časování rozvodu OHC [11]

- Výfukový ventil se začíná otvírat 40 – 60° před DÚ při přetlaku spalin ve válci asi 0,4 – 0,5 MPa. Experimentální měření prokázalo, že rychlost proudění spalin v okolí výfukového ventilu je cca 500 – 600 m.s⁻¹. Výplach válce pomocí tlakového gradientu umožní odtok až 70% spalin. Zbytek je pak vytlačen pohybem pístu do HÚ. Výfukový ventil se uzavírá se 15 – 20° po dosažení HÚ [11].

4.6.3 Výfukový ventil

4.6.3.1 Vymezení pojmu výfukový ventil

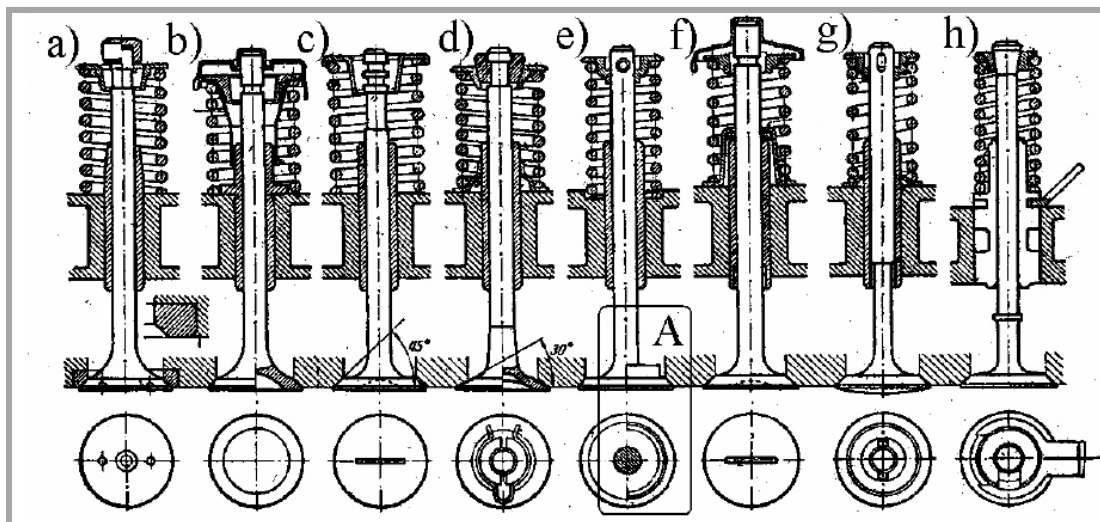
Výfukový ventil je důležitým prvkem rozvodové soustavy. Umožňuje odvod spálené směsi z pracovního prostoru válce do výfukového potrubí a následně do atmosféry. Tento odvod nastává při zdvihu výfukového ventilu, kdy je průtočný průřez definován geometrií ventilu a ventilového sedla.

4.6.3.2 Požadavky na provoz výfukového ventilu

Následující výčet informací se může lišit dle konstrukce motoru (např. přeplňovaný motor, letecký motor apod.). Shrnutí základních požadavků na provoz výfukového ventilu, jeho vazby na okolí jsou uvedeny níže [15].

- Odvod spalin ještě před výfukovým zdvihem pístu (aby nebyla konána ztrátová práce);
- Dynamické silové působení od tlaku v pracovním válci motoru;
- Nestacionární konvekce mezi ventilem a spaliny (vysoké teploty spalin);
- Vysoké rychlosti translačního pohybu ve vedení;
- Komplikované mazání (vysoká teplota těla ventilu);

- Abrasivní účinky od částic obsažených ve spalínách;
- Korozní účinky;
- Je požadována vysoká spolehlivost a životnost;

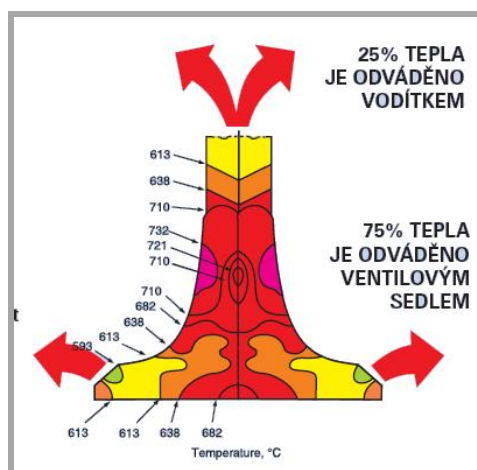


Obr. 9 Konstrukční varianty ventilů [15]

Jak je zřejmé, jsou na konstrukci výfukového ventilu kladeny vysoké nároky odpovídající těžkých provozních podmínkách. Konstrukce ventilů se vyvíjela na základě empirických zkušeností a experimentálních modelů. Některá konstrukční řešení ventilů uvádí obr. 9.

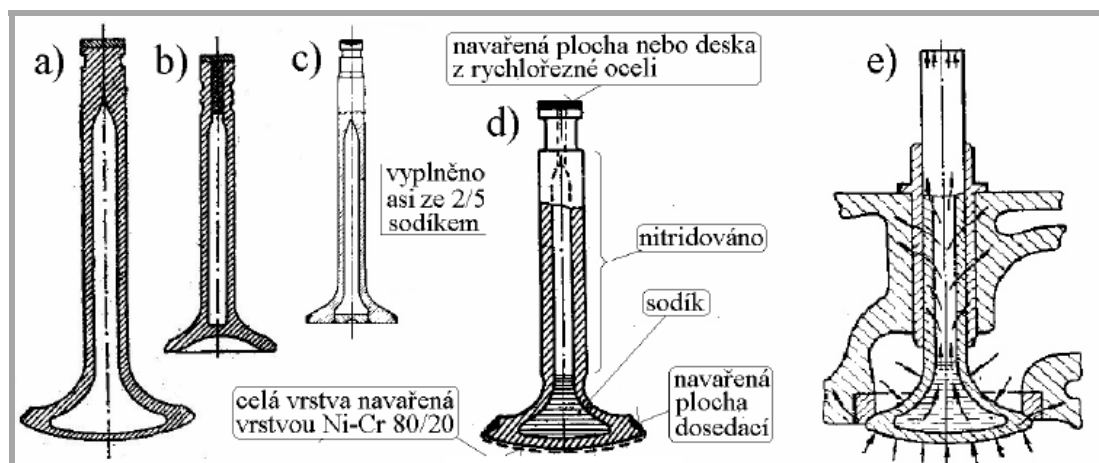
4.6.3.3 Tepelné namáhání výfukového ventilu

Výfukový ventil patří k jednomu z nejvíce tepelně namáhaných dílů motoru. Přibližné rozložení teplot ilustruje obrázek 10.



Obr. 10 Rozložení teplot na ventilu [19]

Jak je patrné maximální teploty mohou přesahovat 700 stupňů celsia, a proto jsou zvláště namáhané ventily řešeny pomocí vnitřního chlazení těla ventilu sodíkem.



Obr. 11 Ventily chlazené sodíkem [15]

Ten vlivem působení teplot v dutině mění skupenství (taje při 79° a vře při 883°) a odvádí teplo od vysoce zatíženého sedla ventilu do jeho dříku a dále do hlavy válce. Teplota se díky tomuto řešení sníží o 15 – 20% [15].

Kromě sodíkové náplně je ventil chráněn návarem, který se dnes liší podle výrobce.

4.7 Proudění ve spalovacím motoru

4.7

4.7.1 Poznámka o analytickém přístupu k řešení problému

Přesto, že je cílem této práce využít k řešení moderní numerické metody je na místě uvést alespoň obecnou informaci o možnostech analytického přístupu k řešení [5].

Analytické řešení proudění mělo před příchodem výkonné počítačové techniky dominantní postavení. Využití moderních algoritmů je však z větší části odsunulo, jelikož z hlediska možností řešení umožňuje numerický přístup pracovat s reálnými vstupy, zatímco se analytické řešení omezuje pouze na značně idealizovanou podobu úlohy. Následující matematický popis tyto skutečnosti jasně vystihuje.

V obecném případě je proudění tekutiny, resp. proud popsán řadou základních parametrů. V reálném případě jsou tyto parametry definovány jako vícerozměrná pole.

$$p = f(x, y, z, t); \quad (1)$$

$$T = f(x, y, z, t); \quad (2)$$

$$\rho = f(x, y, z, t); \quad (3)$$

$$c = f(x, y, z, t); \quad (4)$$

kde p [Pa] je tlak v daném bodě, T [K] je teplota, ρ [kg.m⁻³] hustota a c [m.s⁻¹] rychlost proudu.

Pro výpočet hodnoty těchto polí je nutné řešit v každém bodě tekutiny dané určující rovnice proudění. Soustava určujících rovnic obsahuje níže uvedené rovnice.

Rovnice kontinuity (v diferenciálním konzervativním tvaru)

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + d\mathbf{t}v\rho\vec{c} = konst. \quad (5)$$

Navier-Stokesova rovnice (v diferenciálním konzervativním tvaru)

$$\frac{\partial \rho \vec{c}}{\partial \tau} + d\mathbf{t}v\rho\vec{c}\vec{c} = \rho \sum_i \vec{F}_i = \rho \sum_i \vec{f}_i \quad (6)$$

Rovnice energie (v diferenciálním konzervativním tvaru)

$$\frac{\partial \rho e}{\partial \tau} + d\mathbf{t}v\rho e\vec{c} = \frac{\rho(Q-W)}{m} \quad (7)$$

Jak je zřejmé, je analytické řešení takovéto soustavy náročné i na poměrně prosté stacionární úloze s jednoduchou geometrií s danými počátečními a okrajovými podmínkami. Proto se práce dále analytickým řešením nezabývá a věnuje se využití diskretizované formy řídicích rovnic pro popis proudění tekutiny s využitím algoritmů počítačové dynamiky proudění.

4.7.2 Počítačová dynamika tekutin

4.7.2.1 Poznámka o historii dynamiky tekutin

S dynamikou tekutin se lze setkat na každém kroku. Každý nádech, každý doušek vody, závan větru spadá pod tuto vědní disciplínu, která má své základy již v dobách dávno minulých.

V popředí zájmu mnoha významných osobností vědy se nacházela již od dob **Issaca Newtona** (1642 – 1727) při formulaci jeho životního díla *Principia*. Významné mezníky přicházejí od 18. století, a jsou spojeny se zvučnými jmény **Bernoulli** (1700 – 1782), který formuloval teorii proudění ideální tekutiny a **Euler** (1751), teorie polí a parciálních diferenciálních rovnic. Dále pak v 19. století **Navier** a **Stokes** formulovali teorii proudění viskózní tekutiny. Koncem 19. století pak formuloval **Reynolds** teorii podobnosti v proudění [7].

Moderní éru dynamiky proudění zahájil ve 20. století **Žukovskij** svou prací věnovanou proudění tekutiny kolem dvojrozměrné geometrie křídla. Jedna z prvních aplikací teoretické dynamiky tekutin spočívala ve využití teorie mezní vrstvy zpracované roku 1904 **Prandtle** [7].

Počítačová dynamika tekutin se naplno rozvinula v průběhu závodu o dobývání měsíce. Vysoce výkonné počítače NASA poskytly hardwarovou oporu pro řešení **obtékání tuponosého návratového modulu systému Apollo** (Allen, 1995). Od 80tých let se pak skokově zvyšuje dostupnost výkonných pracovních stanic a CFD tak proniká do komerční sféry leteckého průmyslu.

4.7.2.2 Využití počítačové dynamiky tekutin

Počítačová dynamika proudění se dnes využívá v řadě průmyslových odvětví. Od klasické aplikace pro letecké konstrukce se dnes CFD využívá pro výpočty v biomechanice (proudění v cévních soustavách), automobilovém průmyslu (obtékání karoserií), technice prostředí (klimatizace), slévárenství, chemickém průmyslu atd. [1].

Mezi hlavní výhody patří skutečnost, že lze popsat chování tekutiny bez nutnosti realizace experimentálního modelování, které bývá velmi často velice nákladné. Zároveň je však třeba upozornit na skutečnost, že CFD dodnes nemá pro řešení úlohy k dispozici kvantifikovaný odhad chyby. Výpočtové modelování je velmi náročné na odbornost obsluhy, a též náročné na HW vybavení. Mnohdy se pořizovací cena výpočetního clusteru a pronájem softwaru blíží ceně náročného experimentu. Nicméně je zde možnost pronájmu techniky, popřípadě přímého řešení zadaného problému externí firmou.

4.7.3 Aplikace počítačové dynamiky tekutin v oblasti spalovacích motorů

V oblasti spalovacích motorů se CFD využívá k simulaci:

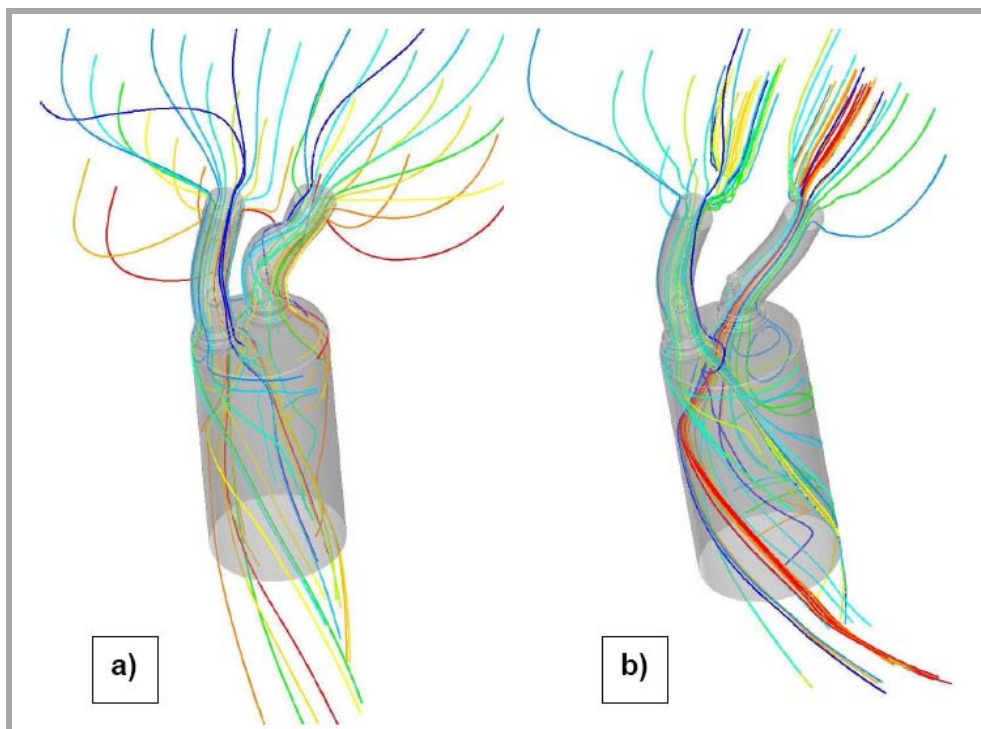
1. Procesů spojených se sáním směsi;
2. Procesů vefukování plynného paliva;
3. Vysokotlaké části oběhu;
4. Hoření směsi;
5. Proudění v sacích a výfukových potrubích;

Ad. 1. Výpočtové modelování procesu sání

Simulace procesu sání se provádí s cílem popsat víření ve válci, jež vzniká po průchodu média zakřiveným sacím kanálem. Proudění se hodnotí u dané geometrie s ohledem na optimalizaci průtokového součinitele a vírového čísla [13].



Obr. 12 Modely pro simulaci sání [13]



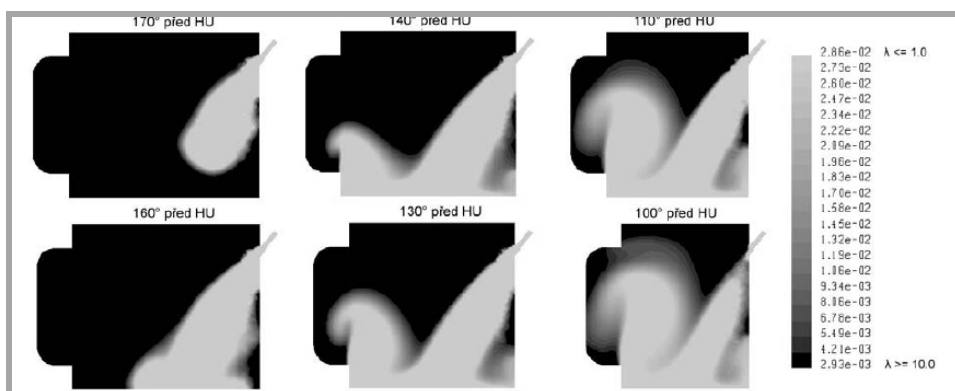
Obr. 13 Víření při profukové zkoušce [13]

Jak je z výše uvedených obrázků patrné, lze CFD efektivně využít pro optimalizaci sacího procesu, a dosáhnout tak rovnoměrnějšího zvíření směsi, což vede zlepšení parametrů hoření [13].

Ad. 2. Vefukování plynného paliva

Významnou aplikací je simulace využití plyných paliv. Ta se vyznačují lepšími vlastnostmi než klasická kapalná paliva, a to zejména lepším směřováním, rovnoměrnějším hořením, menší podílem škodlivin a lepšími antidetonačními vlastnostmi. Jejich všeobecnou nevýhodou je špatné skladování a malá energetická hustota [14].

Simulace v této oblasti se zabývají injekčním procesem plynného paliva do pracovního prostoru válce [14]. Přičemž vývoj těchto modelů je v současné době na počátku a tudíž ve fázi ladění.

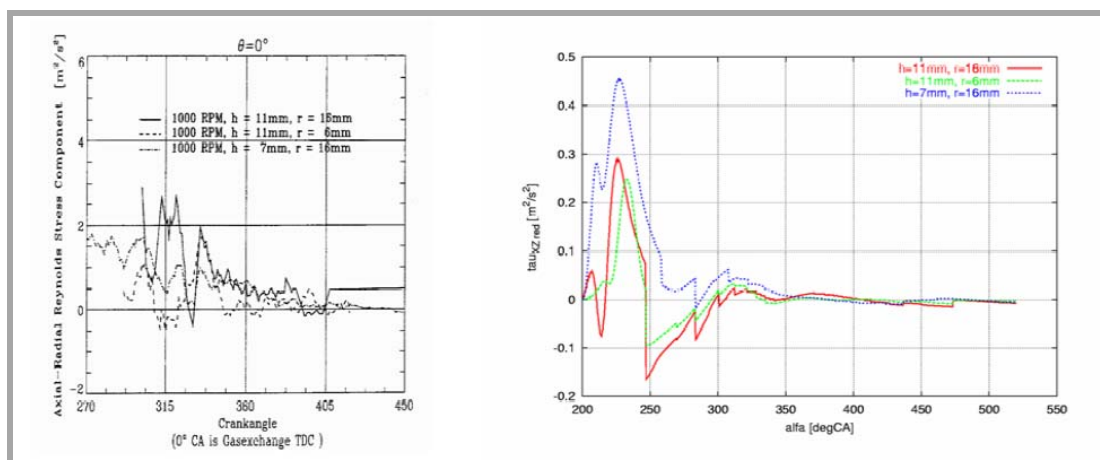


Obr. 14 Hmotnostní podíl vodíku při vefukování plynného paliva [14]

Ad. 3. Modelování vysokotlaké části oběhu

Proudění při vysokotlaké části oběhu je ovlivněno jak vlastním prouděním ve válci, tak také turbulentní transportní jevy. Vzhledem k tomu, že turbulence úzce souvisí s vlastním prouděním je nutné jejímu modelování přiřadit velký význam [18]. V rámci výzkumné činnosti existuje řada projektů zaměřena na 3D modelování nestacionárního průběhu turbulence, jelikož špatná predikce veličin s ní spojeným neumožní korektní modelování navazujících procesů, jakými jsou například výfuk.

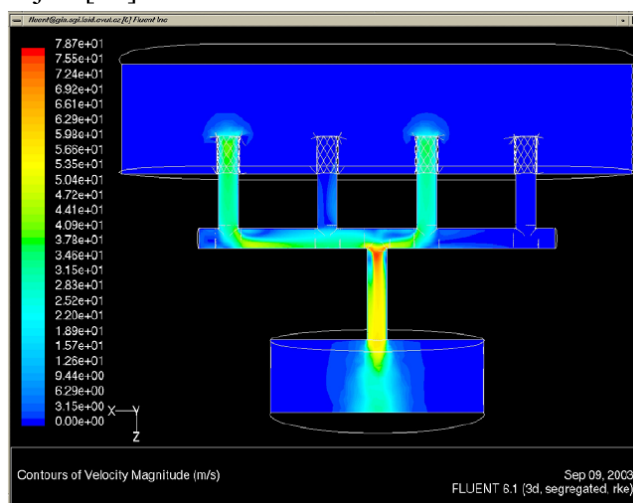
Jedním z využívaných modelů turbulence je uzavřený pěti-rovnicový model Reynoldsových napětí. Právě ta jsou předmětem numerické simulace [18] kde jsou výstupní data komparována s experimentem za účelem odladění dalších modelů.



Obr. 15 Reynoldsova napětí z 3D CFD simulace [18]

Ad. 4. Proudění v sacích a výfukových potrubích

Další možnou aplikací je výpočtové modelování proudění, jehož cílem je popsat průtokové charakteristiky u sacích a výfukových potrubí. Tento typ úlohy lze popsat nestacionárním 3D modelem, jehož řešení je běžné a komerční kódy typu Fluent jsou pro něj plně postačující [19].



Obr. 16 Kontury rychlostí v systému výfukového potrubí [19]

4.8 Softwarové nástroje pro výpočtové modelování

4.8

Programové vybavení nutné pro realizaci výpočtů lze rozčlenit do několika základních kategorií. Využity byly licence, jimiž disponuje Vysoké učení technické v Brně, popřípadě studentské verze.

- Programy pro tvorbu geometrie (CAD);
- Programy pro přípravu výpočtu (Pre-processing);
- Programy pro řešení úlohy (Solvers);
- Programy pro vyhodnocení dat (Post-processing);

- Programy pro realizaci nekomerčních CFD kódů;
- Programy pro přípravu a vyhodnocení výpočtových dat;
- Programové kódy pro komparaci;
- Programy pro tvorbu závěrečné zprávy;

Pozn. k SW – Následující část oddílu bude věnována programovému vybavení, jehož využití není běžné (CAD modeláře, pre-processor, CFD řešič).

4.8.1 CAD software pro tvorbu geometrie

Jako hlavní program, využitý pro tvorbu vstupní geometrie byl zvolen parametrický, adaptivní modelář firmy Autodesk, Autodesk Inventor Professional 2009. Jeho využití umožnilo nasadit do procesu práce vysoce kvalitní nástroj pro tvorbu 3D a 2D geometrií. Tento modelář umožňuje tzv. parametrizaci geometrie, což znamená přiřazení různých numerických hodnot jednomu rozměru součásti. Tím je možné získat různá geometrické modifikace jednoho modelu.

Práce se systémem vychází z osvědčeného principu, který využívají běžně dostupné komerční CAD systémy. Spočívá v tvorbě 3D modelu pomocí 2D náčrtů a jejich následného povýšení o třetí rozměr určeným prvkem součásti. Takto tvořené prvky 3D modelu vzájemně navazují a tvoří výslednou součást. Jejich posloupnost je důležitá a z hlediska tvorby parametrických modelů nezbytná, jelikož by chyba v návaznosti neumožnila správné generování nových tvarů součásti.

Inventor kromě tvorby jednotlivých součástí umožňuje jejich následnou kompozici do funkční sestavy a případné generování výkresové dokumentace. Vzhledem k tomu, že vstupní geometrie pro numerickou analýzu proudění tekutin vyžaduje použití výhradně jedné spojitě geometrie, nejsou další informace uvedeny.

Nově vytvořené součásti lze uložit v nativních formátech *.ipt, *.dwg, popřípadě použít některý z výměnných formátů ACIS, STEP, IGES apod.

4.8.2 Software pro přípravu výpočtového modelu - preprocessor

Pro přípravu výpočtového modelu byl zvolen preprocessor GAMBIT. Tento program umožňuje pro danou geometrii vytvořit strukturovanou nebo nestrukturovanou síť a aplikovat obecné okrajové podmínky v souladu s předem zvoleným řešičem. Proces tvorby výpočtového modelu je v programu GAMBIT realizován v těchto krocích:

- Volba řešiče;
- Import geometrie z prostředí CAD;
- Kontrola spojitosti geometrie a případné další úpravy;
- Dělení 1D objektů podle pravidel tvorby sítí (pro strukturované sítě);
- Tvorba 2D, popř. 3D sítě;
- Kontrola kvality sítě;
- Implementace obecných okrajových podmínek;
- Export do formátu *.msh;

Další informace o systému GAMBIT obsahuje literatura [25].

4.8.3 Software pro řešení výpočtového modelu – Ansys Fluent 6.2.16

System Fluent umožňuje řešit tyto typy úloh:

Z hlediska kráčení v čase:

- Stacionární;
- Nestacionární;

Z hlediska vlastností tekutin:

- Nevazké laminární proudění;
- Vazké turbulentní proudění;
- Proudění nestlačitelných tekutin;
- Proudění stlačitelných tekutin;

Dále pak také úlohy zabývající se:

- Přestupem tepla;
- Radiací;
- Hořením;
- Vícefázové problémy;
- Interakce proudění a struktury (FSI)

System Fluent patří k jednomu z nejlepších komerčních CFD kódů na světě. Po stránce nastavení je velmi komplikovaný a není cílem této práce, rozebírat zde jednotlivé příkazy, viz [24]. Princip práce s programem lze zjednodušeně popsat následujícím výčtem úkonů.

Import geometrie – Nastavení modelu řešení – Definice okrajových podmínek – Řešení (iterační) – Postprocessing dat – Upřesnění řešení – Vyhodnocení.

5 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

5

Práce je zaměřena na výpočtové modelování proudění spalín v okolí výfukového ventilu. Hlavním cílem je tedy vytvoření výpočtového modelu, jeho odladění a aplikace pro danou úlohu v některé z níže uvedených podob.

Vzhledem k vazbě na chemické procesy lze využít:

- Eulerův výpočtový model, popisující úlohu v kontextu vazby na danou geometrii.
- Lagrangeův výpočtový model, řešící problém ve vazbě k látkovým změnám a chemickým dějům.

Vzhledem ke stlačitelnosti a viskozitě tekutiny

- Výpočtový model popisující proudění nevazké, nestlačitelné tekutiny pomocí Eulerových rovnic.
- Výpočtový model popisující vazké, stlačitelné proudění pomocí Navier – Stokesových rovnic, resp. pomocí jejich Favreho zprůměrovaného tvaru.

Při modelování s využitím dostupných komerčních nástrojů je možné využít k popisu úlohy Favreho zprůměrovaných tvarů Navier-Stokesových rovnic. Tyto rovnice, dále označované jako Reynoldsem zprůměrované Navier-Stokesovy, popisují transsonické proudění ideálního plynu, které u výfukového ventilu v průběhu jeho pracovního zdvihu nastává.

Časová osnova tvorby výpočtového modelu:

1. Seznámení se s možnostmi výpočtového modelování;
2. Matematická formulace problému;
3. Diskretizace spojitě podoby úlohy a aplikace okrajových podmínek;
4. Numerické řešení diskrétního tvaru;
5. Vyhodnocení výsledků

6 MATEMATICKÝ POPIS PROBLÉMU

Aby bylo možné vytvořit výpočtový model popisující chování proudění spalín v okolí výfukového ventilu, je nutné formulovat problém pomocí dostupného matematického aparátu.

6.1 Matematická formulace CFD modelu

6.1

6.1.1 Určující rovnice proudění

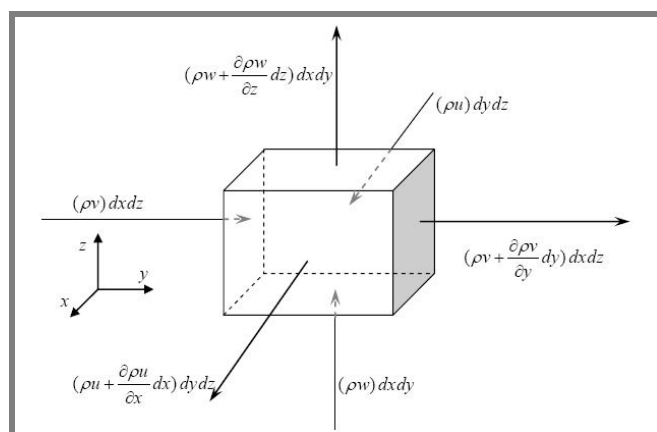
Určující rovnice proudění popisující tok tekutiny jsou reprezentovány třemi zákony.

- Zákon zachování hmotnosti (rovnice kontinuity);
- Zákon zachování hybnosti (rovnice silové rovnováhy);
- Zákon zachování energie (první zákon termodynamiky);

Aby bylo možné využít těchto zákonů pro formulaci matematického modelu, jsou níže uvedeny jejich tvary v konzervativní, parciálně diferenciální a integrální podobě. Vzhledem k rozsahu jsou uvedeny výsledné tvary bez odvození (viz přílohy).

6.1.2 Zákon zachování hmotnosti

Je vyjádřen rovnicí kontinuity, která říká, že celkový hmotnostní tok stěnou S objemu V je roven rychlosti změny hmotnosti tekutiny, obsažené v objemu V . Toto slovní vyjádření ilustruje obrázek 17.



Obr. 17 Model pro odvození rovnice kontinuity [7]

Matematicky ho lze na \mathbf{R}^3 formulovat ve tvaru:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

Nebo také zkrácení při využití operátoru nabla:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (9)$$

Kde první člen označuje časovou změnu hustoty a další členy vyjadřují hmotnostní tok jednotlivými stěnami infinitesimálního objemu, kde je \mathbf{v} vektor rychlosti o členech (u, v, w) .

V integrální podobě pak lze rovnici kontinuity formulovat z identické výchozí slovní formulace:

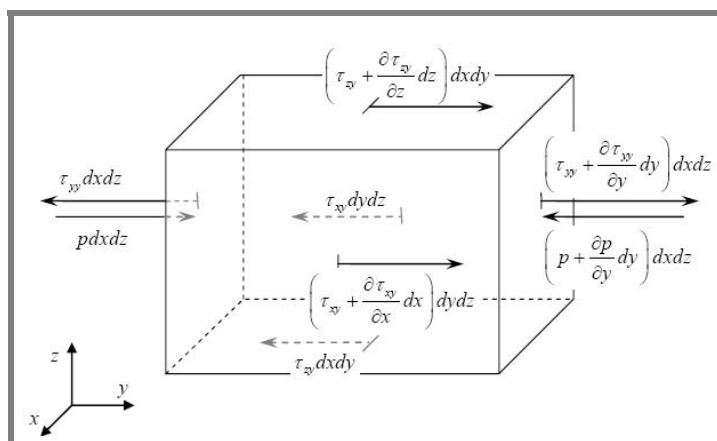
$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV + \iint_S \rho \mathbf{v} \cdot d\mathbf{S} = 0 \quad (10)$$

Integrální forma obsahuje člen popisující celkovou změnu hmotnosti tekutiny za čas (první člen) a člen popisující hmotnostní tok orientovanou plochou S (druhý člen)

6.1.3 Zákon zachování hybnosti – Navier Stokesovy rovnice

Je pro ideální vazkou tekutinu popsán Navier-Stokesovými rovnicemi. Byly odvozeny roku 1845 Stokesem a dodnes jsou v popředí zájmu matematiků [20].

Vycházejí z druhého Newtonova zákona a slovně je lze formulovat následovně. Vektor odpovídající součtu vnějších sil působících na element hmoty je roven součinu jeho hmotnosti a vektoru zrychlení elementu. Grafické znázornění pro odvození složkového tvaru osy y je uveden níže.



Obr. 18 Model pro odvození složky y N-S rovnice [7]

Newtonův druhý zákon lze formulovat jako:

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (11)$$

Resp. jeho složkový tvar pro osu y :

$$F_y = m \cdot a_y \quad (12)$$

Kdy součet sil od tlakových a smykových napětí popisuje rovnice, kde prvním členem pravé strany popisuje účinky tlakových sil, další tři členy popisují účinky smykových sil a poslední člen definuje objemové síly působící na element tekutiny:

$$F_y = \left(-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \right) dx dy dz \quad (13)$$

Po úpravách lze v divergenční formě zapsat složkové tvary Navier Stokesovy rovnice jako:

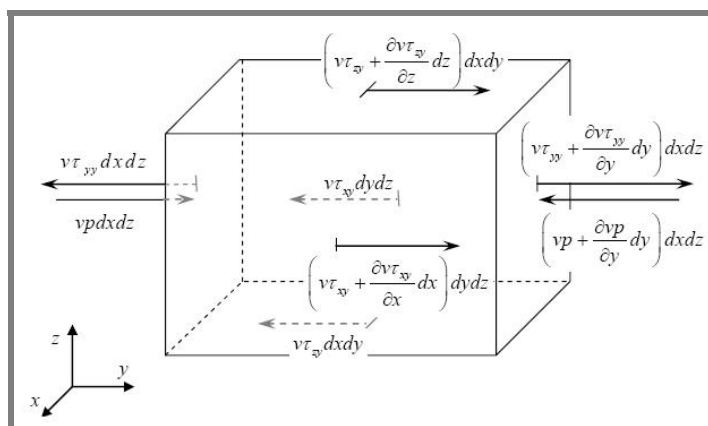
$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{v}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \end{aligned} \quad (14)$$

6.1.4 Zákon zachování energie

Zákon zachování energie pro CFD vychází z prvního zákona termodynamiky. Ten říká, že celková energie v uzavřené soustavě se zachová. Slovně může být tento vztah definován následovně. Celkový přírůstek energie v uzavřené soustavě odpovídá součtu práce konané na objemu tekutiny a tepelného toku do jejího objemu. Tomu odpovídá rovnice:

$$Q_A = Q_B + Q_C \quad (15)$$

Kde Q_A je celkový přírůstek energie, Q_B odpovídá tepelnému toku do objemu a Q_C práci konané na objemu tekutiny, kterou ilustruje obr. 19.



Obr. 19 Model pro odvození zákona zachování energie na elementu tekutiny [7]

Jednotlivé členy B a C obsahují opět objemovou a plošnou složku. Po rozepsání a úpravě lze výsledný tvar formulovat v nekonzervativní formě (ta lze dále upravit do divergenční podoby).

$$(16)$$

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right) = \rho q_v - \nabla \cdot \vec{q} - \nabla \cdot (p\vec{v}) + \frac{\partial(\rho\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\tau_{xy})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\tau_{xz})}{\partial z} + \frac{\partial(\rho\tau_{yx})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\tau_{yz})}{\partial z} + \frac{\partial(\rho\tau_{zx})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\tau_{zy})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{v}$$

Tato rovnice je rozvojem odpovídajícímu bilančnímu součtu dle rovnice a po převedení do divergenční formy dostáváme rovnici.

$$(17)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e\vec{v}) = \rho q_v + \nabla \cdot (k\nabla T) - p\nabla \cdot \vec{v} + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{xz} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{yz} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{zx} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{zy} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z}$$

6.1.5 Soustava řídicích rovnic v diferenciální konzervativní podobě

Rovnice odvozené v minulém odstavci lze shrnout do soustavy popisující obecně chování ideální stlačitelné vazké tekutiny. Tato soustava je běžně označována jako soustava řídicích rovnic proudění.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (18)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u\vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (19)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v\vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (20)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w\vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (21)$$

$$(22)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e\vec{v}) = \rho q_v + \nabla \cdot (k\nabla T) - p\nabla \cdot \vec{v} + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{xz} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{yz} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{zx} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{zy} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z}$$

Soustava pěti parciálně diferenciálních rovnic obsahuje sedm neznámých. Pro vymezení řešitelnosti resp. jednoznačnosti řešení je doplněna o stavovou rovnici ideálního plynu (23), kde R je univerzální plynová konstanta a M_s molární hmotnost daného plynu.

$$p = \rho RT / M_s \quad (23)$$

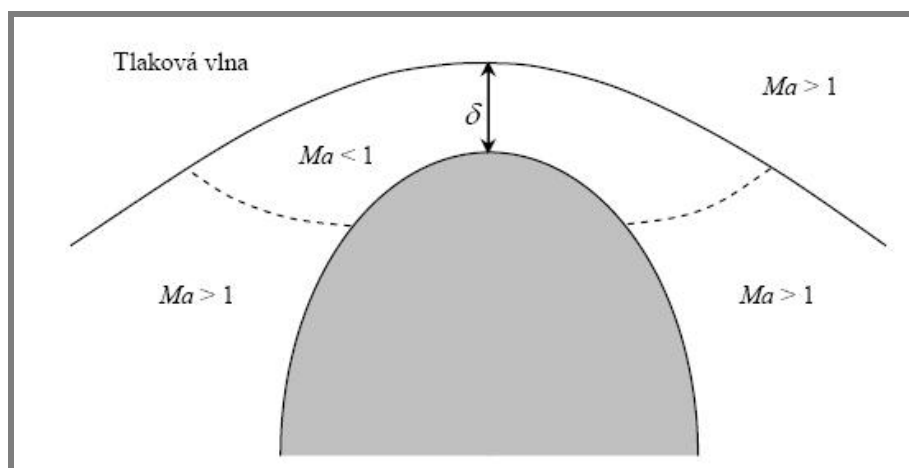
A rovnici popisující stav vnitřní energie v závislosti na teplotě a tlaku (24).

$$e = e(p, T) \quad (24)$$

6.2 Problematické matematické chování PDR

Při hlubším studiu CFD bylo zjištěno, že mají stejné řídicí parciálně diferenciální rovnice různé matematické chování, které se případně liší. Proto je důležité vědět, že pro různé typy úloh je nutné využívat rozdílné matematické formulace řídicích rovnic.

Vzhledem k tomu, že se v této práci vyskytuje úloha popisující smíšené proudění (nadzvukové a podzvukové), je třeba vymezit chování rovnic, vhodných pro popis takového chování. Následující obrázek ilustruje typický příklad smíšeného proudění.



Obr. 20 Obtékání tuponosého tělesa [7]

Z obrázku je patrné, že existují dvě oblasti proudění, které lze charakterizovat různým machovým číslem. Oblast před nosem tělesa ve vzdálenosti větší jak δ lze charakterizovat $Ma > 1$ zatímco oblast ve vzdálenosti menší jak δ $Ma < 1$. Tento jev vyžaduje komplikovanou formulaci řídicích rovnic, a to tak že oblast s $Ma > 1$ je popsána hyperbolickým tvarem PDR a oblast $Ma < 1$ eliptickým tvarem PDR. Tyto oblasti ohraničuje tlaková vlna, kde je změna tlaku téměř skoková. Problémem je, že eliptický tvar řídicích rovnic selhává v nadzvukové oblasti a naopak. Tento problém byl řešen v rámci vesmírného výzkumu NASA, kdy bylo třeba navrhnout vhodný tvar návratového modulu systému Apollo.

Úspěch v řešení dosáhli Moretti a Abbett, kteří použili časově závislé ustálené řešení, kdy je pomocí přidání času do řídicí soustavy hyperbolických rovnic umožněno její řešení bez nutnosti formulace eliptické podoblasti.

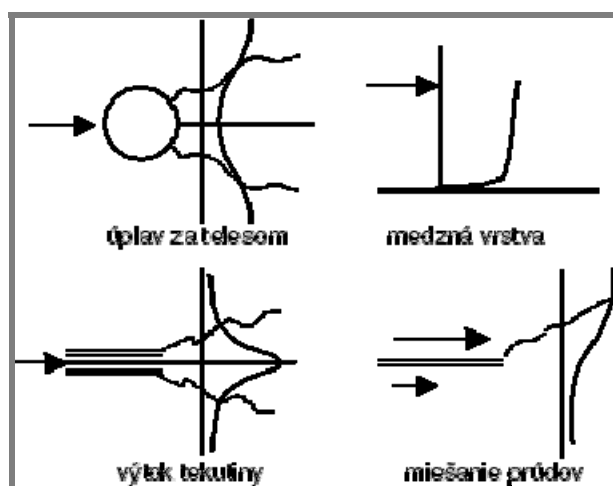
6.3 Modelování turbulence

Turbulence je jedním z nejproblematictějších jevů v dnešním výpočtovém modelování. Vzhledem k nedostatečné úrovni poznání v této oblasti a absenci matematického popisu jevu je modelování turbulence problematické a vnáší do výpočtu vždy chybový faktor. Turbulence se vyskytuje prakticky ve všech

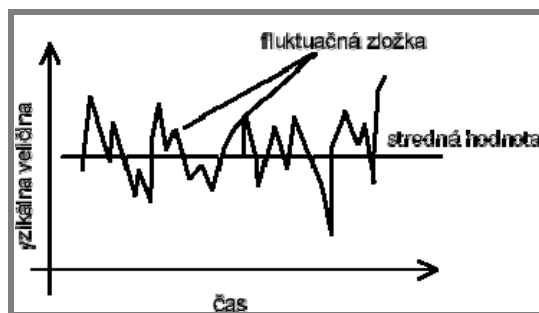
technických aplikacích. Jako turbulentní lze považovat proudění, jež splňuje níže uvedené kritérium.

$$Re = \frac{\rho U L}{\eta} > 2300 \quad (25)$$

Reynoldsovo číslo Re popisuje charakter proudění a nabývá kritických hodnot podle aplikace 2000-4000 [1]. Pod touto hranicí se mluví o laminárním proudění a nad ní o plně turbulentním. Turbulenci lze dále rozdělit na turbulenci v blízkosti stěn a turbulenci volnou viz obr. 21



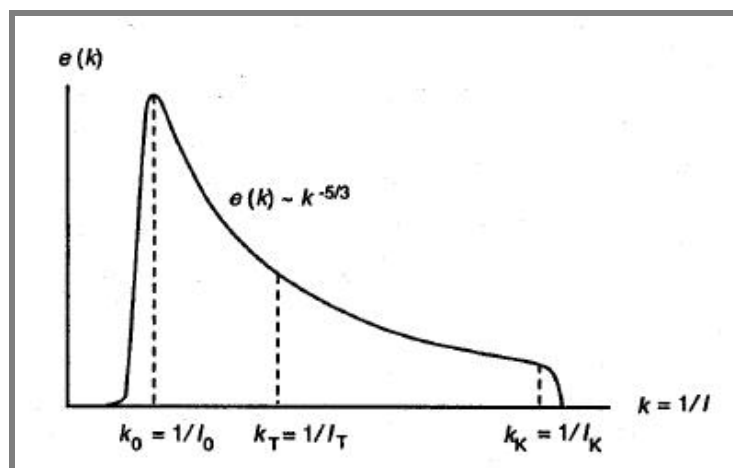
Obr. 21 Příklady turbulence [9]



Obr. 22 Náhodná fluktuční složka turbulence [9]

Turbulentní proudění je charakterizováno náhodnou fluktuční složkou vektoru rychlosti, kdy se částice pohybují nahodile ve směru, který není rovnoběžný s hlavním proudem. Vyvíjí se z nestabilit v toku a při experimentálním studiu lze sledovat logičnost v tvorbě vírových tzv. koherentních struktur. [20] Důsledkem turbulentního proudění je zvýšený přenos tepla a látky, čehož se využívá zejména při modelování spalování.

Turbulence je charakterizována turbulentním energetickým spektrem v energiové kaskádě viz obr. níže. Je z něj patrné, že turbulentní víry čerpají energii z hlavního proudu a následně přecházejí v menší víry [20]. Tento proces se označuje jako vortex stretching.



Obr. 22 Energetické spektrum turbulence[7]

6.3.1 Matematický popis jevu turbulence

Základním předpokladem modelování turbulence je odstranění náhodné složky rychlosti. Toto lze provést tzv. průměrováním, kdy jsou pro výpočet využity pouze střední hodnoty veličin. Pravidla pro průměrování lze shrnout následovně.

Střední hodnota obecné skalární proměnné se definuje jako

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi(t) dt \quad (26)$$

Kde střední hodnota flukтуаční složky je rovna nule.

$$\overline{\varphi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi'(t) dt = 0 \quad (27)$$

Popis turbulence pak umožňuje kinetická energie turbulence.

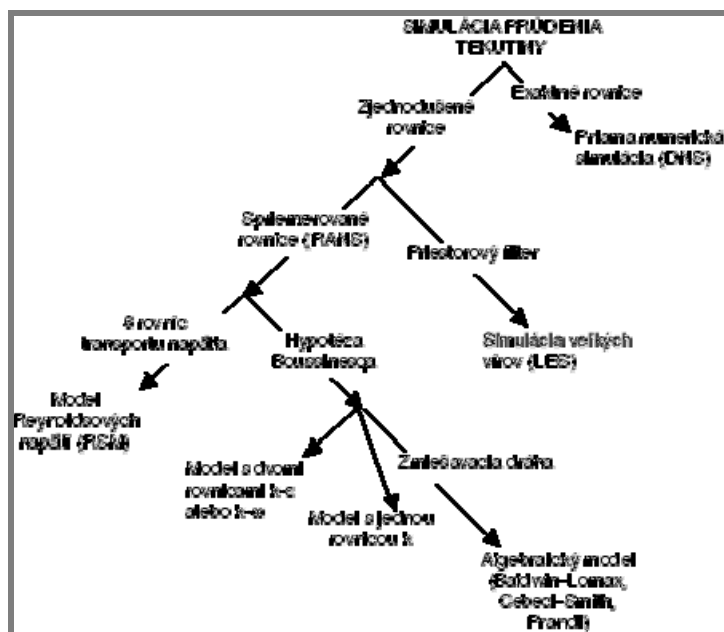
$$k = \frac{1}{2} (\overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2}) \quad (28)$$

Aplikací průměrování, zejména pak hustotu váženého Favreho průměrování lze dosáhnout tzv. RANS tvaru Navier-Stokesových rovnic. Pojem RANS označuje Reynolds averaged Navier-Stokes equations, tzv. Reynoldsovo zprůměrování. Uvedení tvaru RANS soustavy řídicích rovnic by zabralo několik stran vzhledem k obsáhlosti jednotlivých členů. Proto nejsou rovnice uvedeny a jejich podoba je uvedena v literatuře [22].

6.3.2 Rozdělení turbulentních modelů

Modely pro výpočet turbulence se potýkají s problémem uzavřenosti, tj. že při odvození jednotlivých rovnic vznikají neznámé momenty vyšších řádů, které znemožňují další řešení (řád se neustále zvyšuje). Proto se využívají komerčně

odladěné modely turbulence, které shrnuje následující diagram. Volba modelu turbulence bude uvedena spolu s okrajovými podmínkami.



Obr. 23 Klasifikace modelů turbulence [9]

6.4 Numerické řešení CFD problému

6.4

Numerické řešení úloh počítačové dynamiky proudění je analogické k numerickým řešením úloh mechaniky těles. V souladu s použitou metodou je nejdříve geometrie úlohy diskretizována. Tento pojem označuje převod soustavy PDR popř. integrálních rovnic do podoby algebraické a její doplnění o okrajové podmínky. Takto diskretizovanou úlohu popisuje soustava rovnic, u které je nalezení jejího řešení možné s využitím některé ze známých metod, jakými jsou například Gauss – Siedlova metoda, nebo Jacobiho metoda[22]. Po řešení většinou následuje vyhodnocení výsledků. Lze tedy formulovat následující kroky:

1. Převod spojitě podoby řídicích rovnic do diskrétní podoby;
2. Aplikace okrajových podmínek úlohy;
3. Řešení diskrétní soustavy numerickým algoritmem;

6.4.1 Klasifikace numerických metod

Nejprve je třeba shrnout dostupné numerické metody, které umožňují řešení širokého spektra úloh dynamiky proudění a zvolit nejvhodnější z nich.

- FDM – Metoda konečných diferencí (metoda sítí);
- FEM – Metoda konečných prvků;
- FVM – Metoda konečných objemů;

Z pohledu uživatele je nejrozšířenější metodou, která je odladěna speciálně pro úlohy CFD metoda konečných objemů. Proto bude dále ilustrována na příkladu, zatímco na ostatní metody odkazuje literatura [7].

6.4.2 Metoda konečných objemů FVM

Diferencování v difúzním členu

Vzhledem k názornosti není diskretizace celé soustavy řídicích rovnic vhodným příkladem. Proto je zde uveden příklad obecného centrálního diferencování, na který navazuje převzatý příklad 1D difúzní úlohy.

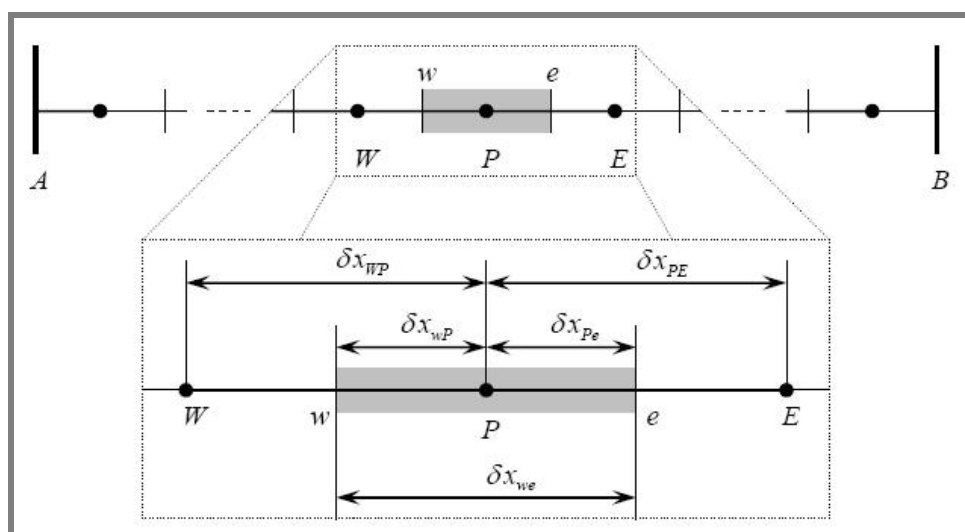
Rovnici čisté difuze ve zobecněné formě lze popsat:

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\Phi}{dx} \right) + S_\Phi = 0 \quad (29)$$

Pro využití FVM je nutno integrovat rovnici přes celý objem.

$$\iiint_V \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\Phi}{dx} \right) dV + \iiint_V S_\Phi dV = 0 \quad (30)$$

S využitím následujícího schématu viz obr. 24 lze přeformulovat rovnici (30) pro 1D tvar.



Obr. 24 Diferencování v difúzním členu [7]

Jak je zřejmé z obr. 24, je výpočtová oblast rozdělena na kontrolní objemy neboli buňky. Tyto jsou označeny analogicky k běžnému přístupu FVM, tedy dle světových stran na W – západ a E – východ. Rovnice (X) je integrována přes rozměry y a z, kde je řešení považováno za konstantní a hodnota integrálu odpovídá ploše A. Následně se rovnice redukuje na tvar:

$$\int_{\mathcal{V}} A \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\Phi}{dx} \right) dx + \int_{\mathcal{V}} A S_\Phi dx = 0 \quad (31)$$

V definovaném bodě P sítě pak platí vztah:

$$\left(A_F \frac{d\Phi}{dx} \right)_P - \left(A_F \frac{d\Phi}{dx} \right)_W + S \Delta V = 0 \quad (32)$$

Kde S označuje průměrnou hodnotu zdrojového členu a ΔV objem buňky.

Zavedením pravidel centrálního diferencování a aproximací váženého průměru [20] pro ekvidistantní dělení a úpravách, dostáváme rovnici:

$$\left(\frac{F_W A_W}{\partial x_{WP}} + \frac{F_E A_E}{\partial x_{PE}} - S_P \right) \Phi_P = \left(\frac{F_W A_W}{\partial x_{WP}} \right) \Phi_W + \left(\frac{F_E A_E}{\partial x_{PE}} \right) \Phi_E - S_U \quad (33)$$

Tato rovnice lze dále upravit na zkrácený tvar:

$$a_P \Phi_P = a_W \Phi_W + a_E \Phi_E + S_U \quad (34)$$

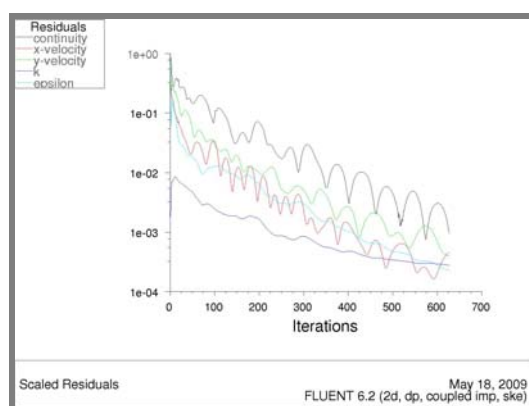
Kdy platí vztah:

$$a_P = a_W + a_E - S_P \quad (35)$$

Tato rovnice je zobecněným algebraickým vyjádřením zobecněné rovnice pro čistou difuzi (29).

6.4.3 Numerické vícesít'ové řešení

Pro řešení diskretizované soustavy rovnic se v případě CFD jeví jako výhodné využití tzv. vícesít'ového přístupu, označovaného často anglickou zkratkou Multigrid Solution [18]. Jedná se o tzv. vícesít'ovou metodu, umožňující řešení na cílové síti diskretních uzlových bodů. Řešení je iteračním procesem, v jehož průběhu dochází k relaxaci reziduí rovnic, což odpovídá snižování zbytkové chyby. Problémem je, že konvergence probíhá kromě počátku iteračního procesu často asymptoticky a k dosažení řešení je nutný velký počet iterací. V širším pohledu to znamená, že je nutné stále upřesňovat cílovou síť, u které dochází jen k malým změnám reziduí [18]. Vícesít'ové metody umožňují urychlit výpočet tím, že není nutné stále řešit cílovou síť, ale pouze její tzv. hrubé řešení, u něhož opět vzroste rychlost konvergence. Po několika iteračních krocích se hrubé řešení zpětně interpoluje do celkové sítě, jejíž řešení tímto upraví. Zde dále proběhne několik iterací, jež omezí předchozí interpolační chybu. Touto metodou lze dosáhnout ustálené hodnoty řešení, přičemž vlastní metoda se nazývá korekční cyklus hrubého řešení CGCC [18].



Obr. 25 Relaxace reziduí určujících rovnic

7 PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU

7

Na základě předchozí matematické formulace problému, je třeba definovat vlastní výpočtový model. Ten na základě požadavků zadavatele a zjednodušujících předpokladů definuje geometrii, která spojitě ohraničuje úlohu. Tato geometrie je následně převedena ze spojitě podoby do diskrétní, přičemž jsou na ní definovány okrajové podmínky, po kterých následuje vlastní řešení softwarovým nástrojem.

7.1. Výchozí parametry zadání

7.1

Zadavatelem byly vyspecifikovány základní parametry, ze kterých je možné sestavit vlastní výpočtový model. Některé další parametry byly vhodně voleny, popřípadě byly předmětem řešení.

Objektem řešení je plochodrážní motor Jawa o následujících parametrech:

(Katalogové číslo 884-10-009 pro konstrukční parametry)

- | | | |
|-------------------------|---------|----------------------|
| • Vrtání motoru | 90 | [mm] |
| • Zdvih motoru | 78 | [mm] |
| • Maximální otáčky | 12000 | [min ⁻¹] |
| • Otáčky pro M_{kmax} | 8500 | [min ⁻¹] |
| • Kompresní poměr | 12 – 18 | [1] |
| • Výkon | 50 | [kW] |
| • Předstih | 20 – 35 | [1] |
- Typické časování výfuk 68 / 27 [deg] sání 37 / 73 [deg]

Bližší jsou důležité parametry motoru vymezeny v odstavci 7.5 jako okrajové podmínky.



Obr. 26 Řešený plochodrážní motor [11]

7.2 Předpoklady pro sestavení výpočtového modelu

Klasifikace výpočtového modelu

Z hlediska idealizace geometrie:

- Reálná geometrie motoru;
- Zjednodušená geometrie (zahrnující výfukový ventil a jeho blízké okolí);

Z hlediska dimenze úlohy:

- 0D výpočtový model;
- 2D výpočtový model;
- Kvazi 3D výpočtový model;
- 3D výpočtový model;

Z hlediska časové závislosti lze úlohu řešit jako:

- Stacionární (časově neměnnou tzv. profukovou zkoušku);
- Nestacionární (časově proměnnou úlohu);

Z hlediska celistvosti oběhu lze úlohu řešit jako:

- Výpočtový model popisující celý oběh;
- Výpočtový model popisující část oběhu;

Jak je z uvedeného přehledu zřejmé, je možné řešit celou řadu různých variant úlohy. Z hlediska komplexního přístupu by bylo vhodné využití reálné 3D geometrie s nestacionárním výpočtem, popisujícím celý oběh motoru. Tato varianta je však díky svému rozsahu téměř neřešitelná na běžných kancelářských počítačích. Proto musí být volen kompromis mezi složitostí výpočtu a kvalitou výstupů. Po rozborech a realizaci testovacích úloh bylo dosaženo závěru, že není možné realizovat více než 2D úlohu se základními okrajovými podmínkami a to z důvodu hardwarové náročnosti.

V dalších výpočtech budou realizovány modely, viz tabulka 2.

Tab. 2 Rozdělení výpočtových modelů

Model	Dimenze	Nestacionární úloha	Popis cyklu
A	0D	Ano	Úplný (definuje OP pro B a C)
B	2D	Ne	Částečný
C	2D	Ano	Částečný

7.3 Tvorba geometrie úlohy

Pro tvorbu geometrie úlohy byl zvolen CAD systém Autodesk Inventor Professional, který umožňuje vytvářet parametrizovatelné geometrie. Využití těchto geometrií je z hlediska práce s modelem velmi pohodlné, jelikož není třeba vstupovat do prostředí CAD modeláře a provádět složité úpravy geometrie.

Název parametru	Jednotka	Výraz	Nominální hodnota	Tol.	Hodnota modelu	Expc	Komentář
- Parametry modelu							
Delka_modelu	mm	200 mm	200,000000	●	200,000000	<input type="checkbox"/>	
Prumer_VTube	mm	30 mm	30,000000	●	30,000000	<input type="checkbox"/>	
Uhel_Sedla	deg	45 deg	45,000000	●	45,000000	<input type="checkbox"/>	
Prumer_talire	mm	33 mm	33,000000	●	33,000000	<input type="checkbox"/>	
Prume_podoblasti	mm	100 mm	100,000000	●	100,000000	<input type="checkbox"/>	
Delka_driku	mm	58,000 mm	58,000000	●	58,000000	<input type="checkbox"/>	
Vyska_osazeni	mm	1 mm	1,000000	●	1,000000	<input checked="" type="checkbox"/>	
d12	mm	33,000 mm	33,000000	●	33,000000	<input type="checkbox"/>	

Obr. 27 Parametrizace geometrie modelu

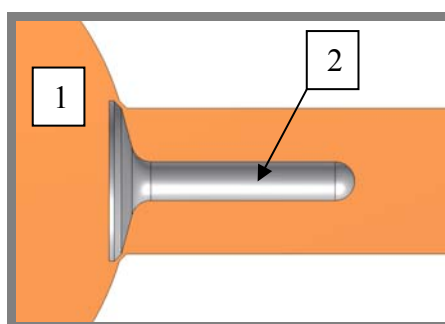
K editaci jednotlivých rozměrových variant geometrie úlohy slouží soubor PARAMETRY_GEOM.xls, který obsahuje výčet všech důležitých parametrů a díky provázanosti generuje přímo jednotlivé geometrie ve formátu *.ipt. Tyto jsou následně převedeny do výměnného formátu IGES, použitelného pro pre-processor.

7.3.1 Popis geometrie úlohy

2D model je získáván jako řez 3D modelem pomocí dané pracovní roviny. Tento postup je nezbytný, jelikož je systém Inventor založen na primární tvorbě prostorové geometrie.

Geometrie se stává z následujících prvků, viz také obrázek níže:

1. Fyzický vnitřní prostor válce a výfukového potrubí;
2. Booleovský rozdíl geometrie ventilu pomocí prvku rotace;

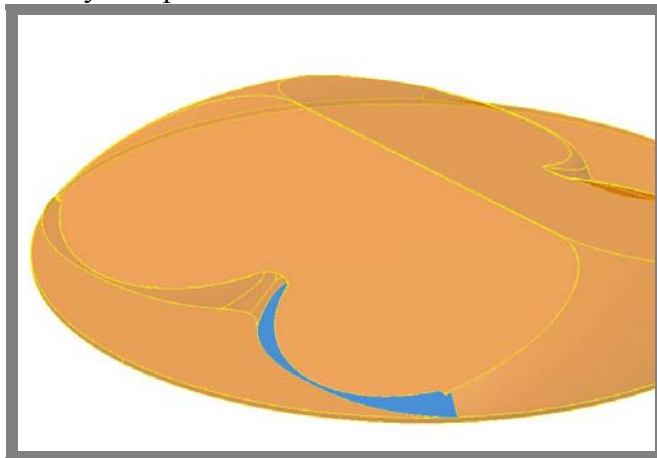


Obr. 28 Geometrie výpočtového modelu

7.3.2 Míra idealizace úlohy

Vzhledem ke složitosti matematického modelu, byla reálná geometrie ventilu a ventilového sedla zjednodušena do podoby na obr. 28. Zejména prvky, jakými jsou malé poloměry zaoblení, malé otvory, a obecné plošky jsou z hlediska další tvorby

výpočtového modelu nežádoucí. Jako příklad je uvedena plošná geometrie hlavy válce, na které je takovýchto ploch velké množství.



Obr. 29 Reálná geometrie hlavy – problematické prvky

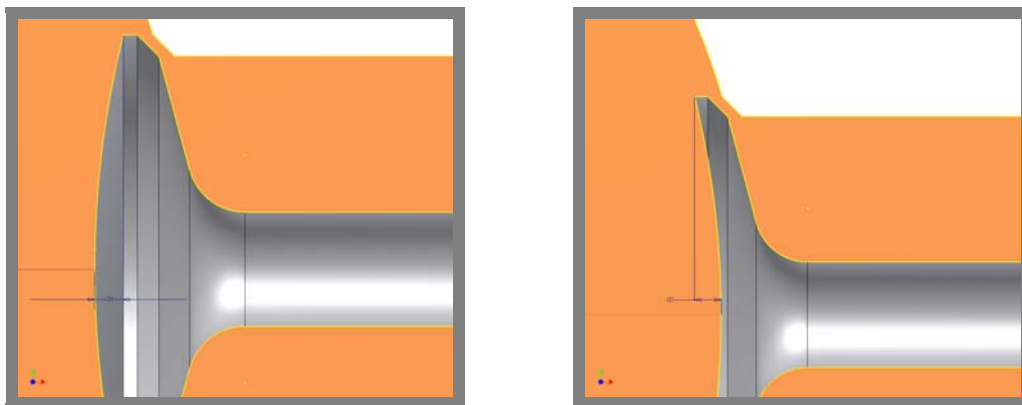
7.3.3 Model s upraveným čelem talíře

Kromě klasického modelu s rovným čelem jsou k dispozici další dva modely, u nichž je čelo talíře ventilu sférické. Sférická plocha je vytvořena parametricky, aby bylo případně možné hledat optimum jejího poloměru.

Označení modelů:

- Varianta T s vypouklým čelem;
- Varianta V s vydutým čelem;

Řešení těchto geometrií se jeví jako velmi zajímavé, neboť tvar čela výfukového ventilu má vliv na tvar rázové tlakové vlny. Správné tvarování čela pravděpodobně zlepši tokové poměry ventilu.



Obr. 30, 31 Parametrická geometrie talíře výfukového ventilu

7.4 Tvorba výpočtové sítě a obecná aplikace okrajových podmínek

7.4

Při řešení úloh CFD se zpravidla využívá přístup, kdy se v separátně spuštěném preprocesoru generuje síť buněk, která převádí spojitou geometrii úlohy na diskrétní. Pro účely diplomové práce byl jako pre-processor zvolen systém GAMBIT. Ten

umožňuje tvorbu strukturované a nestrukturované sítě pro CFD analýzu systémem Fluent. V rámci tohoto kroku jsou vykonány následující úkony.

1. Import geometrie a její kontrola;
2. Volba řešiče;
3. Příprava geometrie pro tvorbu sítě;
4. Tvorba sítě;
5. Aplikace obecné okrajové podmínky;
6. Kontrola kvality sítě;

7.4.1 Import geometrie a volba řešiče

Import geometrie probíhá prostřednictvím výměnného formátu IGES. Tento formát je primárně určen k přenosu plošných geometrií a uložení do něj umožňuje i CAD systém Autodesk Inventor.

Po importu geometrie je zvolen řešič Fluent 6.2. Tento krok spočívá pouze ve výběru daného příkazu v hlavní nabídce a má za následek adaptaci panelů nástrojů a volbu správného typu buněk.

7.4.2 Příprava geometrie pro tvorbu sítě

Aby bylo možné využít strukturovaného typu sítě, je nutné provést pravidelné dělení geometrie na virtuální podoblasti, navzájem spojené určeným rozhraním. Stejně tak je vhodné opětovně zkontrolovat přítomnost některých rizikových prvků, jež by vedly k problémům s tvorbou sítě.

Tento proces není nikterak automatizován a záleží pouze na uživateli, jak se rozhodne geometrii upravit. Měl by ovšem dbát všeobecných zásad, jako nevytvářet nové zbytečné prvky, duplicity, popřípadě rozkládat entity na malé části.

7.4.3 Tvorba sítě

Tvorba sítě je z výše zmíněných kroků pre-processingu nejnáročnější. Jako u každé numerické metody využívající výpočtové sítě, či jiného diskretizačního dělení, je kvalita sítě přímo úměrná kvalitě výpočtu. U CFD se navíc setkáváme s fenoménem velmi jemného dělení, jelikož je numerické řešení velmi náchylné na jakékoliv větší gradienty rychlosti, tlaku či teploty. Pokud by výpočtová síť nebyla dostatečně jemná, není možné dosáhnout konvergence při reálném počtu iterací.

Proces tvorby sítě na rozdíl od výpočtového modelování napětí nevyžaduje volbu typu prvku, resp. buňky. Ta má při vytvoření n stupňů volnosti, které jsou blíže specifikovány až při práci v systému Fluent.

Proces tvorby sítě zahrnuje tyto úkony:

1. Dělení 1D hranic geometrie;
2. Volbu typu schématu a velikosti buňky;
3. Tvorba sítě

Ad. 1.

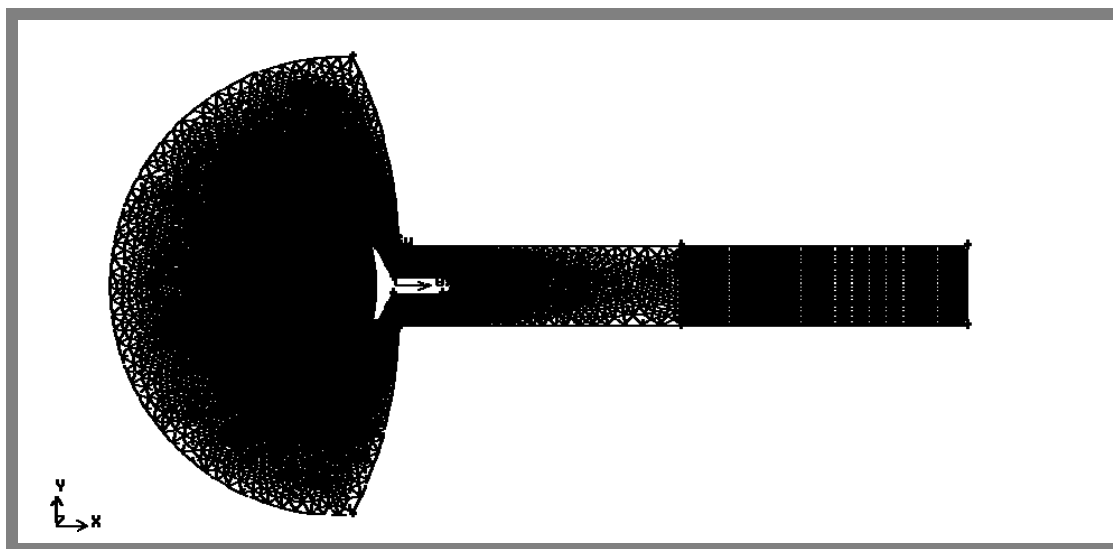
Dělení 1D hranic geometrie je úvodním krokem, kdy lze blíže specifikovat tvar budoucí sítě. Umožňuje dělit úsečky, oblouky a křivky na n dílů, popřípadě definovat velikost dělení vztaženou na celkovou délku úsečky. Je také vhodné využívat nástroj, který definuje nepravidelné dělení 1D geometrie, což je žádoucí v případě očekávání gradientu některé z veličin.

Ad. 2.

Volba typu schématu a velikosti buňky je důležitou součástí procesu, jelikož systém GAMBIT umožňuje tvorbu jak strukturovaných, tak nestrukturovaných sítí s pravidelným či nepravidelným dělením.

Ad. 3.

Vlastní tvorba sítě je po navolení všech proměnných plně automatická. V případě, že není možné síť vytvořit je nutné prověřit předešlé kroky a provést změnu v nastavení (většinou se jedná o neschopnost vytvoření strukturované sítě nad danou plochou, popřípadě příliš jemné dělení, které přetíží procesor. Výslednou síť pak znázorňuje obr. X. Počet buněk sítě je zhruba 10 000.



Obr. 32 Struktura výpočtové sítě

Pozn. Je třeba si uvědomit, že jemnému dělení odpovídá velké množství buněk, které je u nestrukturované sítě větší než u strukturované. Z hlediska řešitelnosti na dostupném HW vybavení je vhodné využít dělení do 50 000 buněk.

7.4.4 Aplikace obecné okrajové podmínky

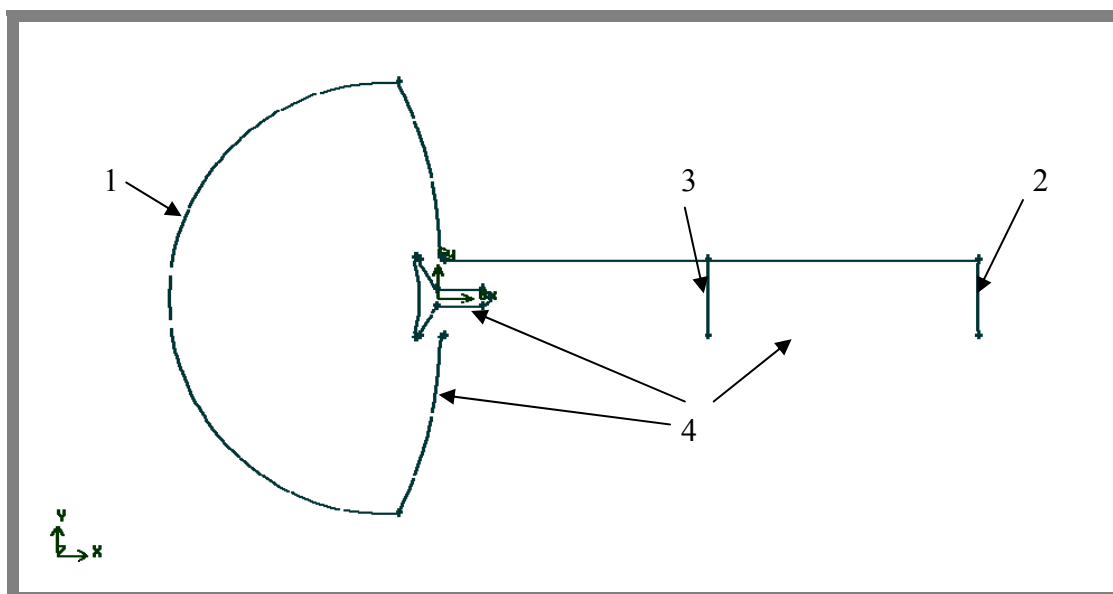
Tato operace není nezbytně nutná a lze ji kdykoliv změnit v prostředí systému Fluent. Na geometrické entity 2D úlohy jsou předepsány obecné tvary okrajové

podmínky, která popisuje chování tekutiny v dané úloze. Kromě toho se každé ploše předepíše okrajová podmínka, umožňující aplikaci modelu materiálu kontinua. Podrobnému vymezení jednotlivých okrajových podmínek se věnuje oddíl 7.5.

Okrajovými podmínkami řešené úlohy jsou:

- Pressure inlet (1);
Definuje vstup tekutiny do geometrie úlohy. Pro její zadání je třeba tlak na vstupu, orientace normály vstupní plochy, teplota a parametry turbulence.
- Pressure outlet (2);
Definuje výstup tekutiny z geometrie úlohy. Zadává se výstupním tlakem, orientací normály výstupní plochy, teplotou a parametry turbulence.
- Interface (3);
Určuje nespojité rozhraní dvou sítí (například strukturované a nestrukturované). Při výpočtu slouží k interpolaci hodnot mezi buňkami sítě.
- Wall (4);
Stěna určuje nulovou složku rychlosti v některém ze směrů x nebo y. Tok touto okrajovou podmínkou je vždy roven nule. Lze jí nastavit různé vlastnosti z hlediska přestupu tepla a radiace. U nestacionárních řešení lze nastavit pohyblivou stěnu, kdy se mluví o sliding mesh, popřípadě dynamic mesh.
- Symmetry;
Umožňuje využít osové nebo rovinné symetrie úlohy.

Jednotlivé okrajové podmínky jsou znázorněny na obr. X



Obr. 33 Obecné okrajové podmínky úlohy

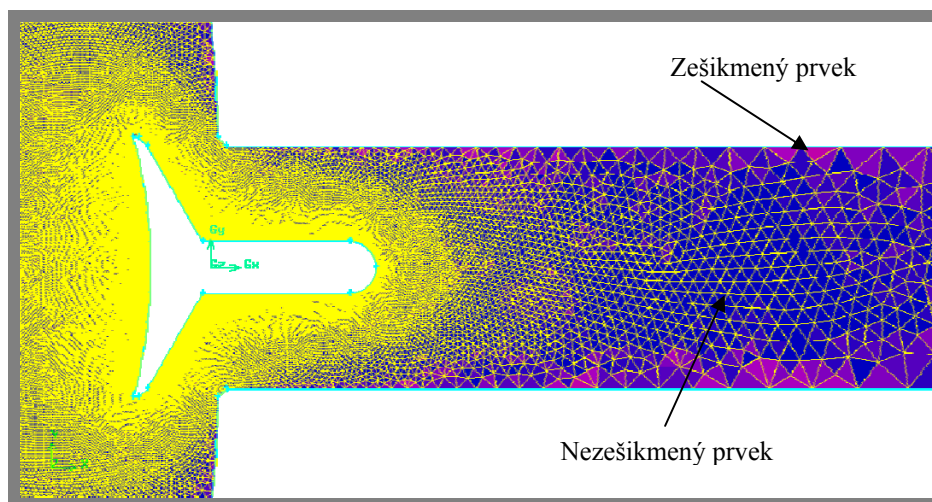
7.4.5 Kontrola kvality sítě

Jak již bylo zmíněno, je kvalita sítě jedním z rozhodujících faktorů ve výpočtu. V případě, že je síť sestavena špatně, dochází k pomalé relaxaci reziduí, popřípadě úplné divergenci úlohy. K tomu, aby bylo možné se výše zmíněným problémům vyhnout, slouží nástroje pro kontrolu sítě. Ty jsou implementovány přímo v prostředí softwaru GAMBIT a lze pomocí nich provést kontrolu sítě zaměřenou na velikost a zešíkmení buněk. Právě velikost zešíkmení ověřovaná tzv. skweens analýzou umožňuje odhalit problematické buňky, které by mohly způsobit špatnou podmíněnost řešení.

Kontrola probíhá s ohledem na typ sítě:

- Kontrola strukturovaných sítí;
- Kontrola nestrukturovaných sítí;

Výsledek kontroly ilustruje následující obrázek. V případě, že hodnoty zešíkmení překročí hodnotu 0,8, je vhodné takovéto buňky lokalizovat a odstranit.



Obr. 34 Kontrola kvality sítě

7.5 Vymezení okrajových podmínek a nastavení řešiče

7.5

Následující odstavec vymezuje okrajové podmínky, jejich hodnoty a nastavení pro program Fluent 6.2. Kromě okrajových podmínek jsou zde uvedeny makropříkazy pro nastavení nestacionárního řešení a též vlastnosti materiálového modelu tekutiny. Stejně jako v předchozích případech, je i pro okrajové podmínky uplatněna jistá míra idealizace. Pro co nejpřesnější zadání vstupních parametrů bylo využito 0D modelů z výzkumného centra Jozefa Božka, jejichž provoz je již odladěn.

Vymezení okrajových podmínek a nastavení řešiče bude provedeno pro:

- Model B – 2D stacionární;
- Model C – 2D nestacionární;

7.5.1 Výběr řešiče a hardwarová konfigurace

Jako hlavní softwarový nástroj pro modelování proudění tekutin byl zvolen Fluent 6.2. Fluent byl provozován v módu 2D pod operačním systémem Windows XP 64bit. Využita byla licence VUT FSI Brno.

Hardwarová konfigurace pro řešení úlohy:

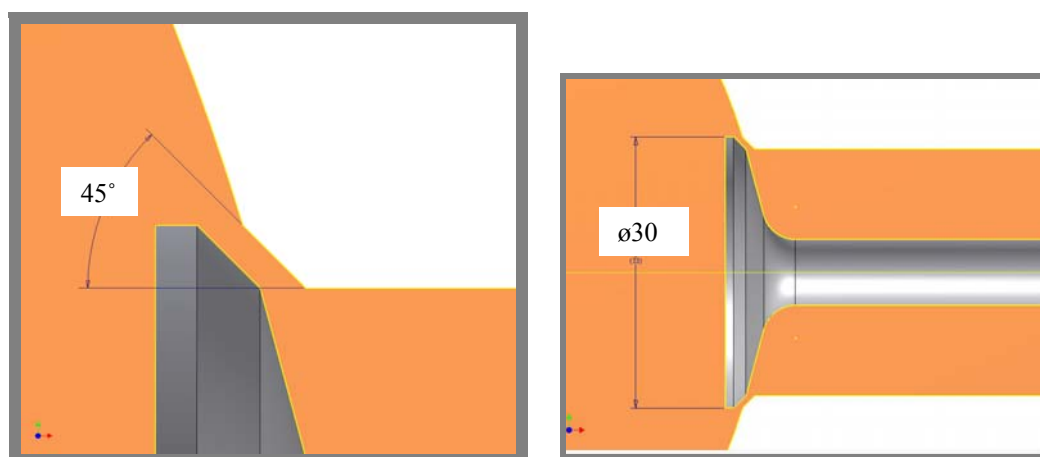
- Počet jader 4;
- Takt jader 2,66 GHz;
- Fyzická paměť RAM 8 GB;
- Dostupný diskový prostor 1 TB;

7.5.2 Okrajové podmínky pro model B

7.5.2.1 Geometrie úlohy

Tab. 3 Geometrie modelu B

Model	Průměr sedla	Úhel sedla	Tvar čela
B	30 mm	45°	Rovné



Obr. 35,36 Geometrie modelu B

7.5.2.2 Model řešení

Nastavení modelu řešení probíhá pomocí nabídky Define – Model.

Pro výpočet byl zvolen algoritmus vhodný pro nestrukturované sítě a velké gradienty tlaku označovaný jako Steady Coupled Implicit. Tento algoritmus umožňuje popsat chování proudu při nízké hodnotě relaxace reziduí. Výpočet konverguje při cca 500 iteracích a na rozdíl od režimu Segregated vykazuje stabilitu.

Dále byl zvolen přístup, který využívá zákona zachování energie, aby bylo možné řešit úlohu konvekce. Tato volba je provedena pomocí nabídky Energy Equation ON.

Popis turbulence zajišťuje dvourovnicový model $k - \varepsilon$ (Standard). Modely pro detailnější popis turbulence není možné z důvodů vysokých HW nároků využít. Autor doporučuje po odladění využít pětirovnicový model Reynoldsových napětí. *Výše uvedené nastavení definuje úlohu jako RANS přístup. Eulerův přístup je z hlediska výskytu nadzvukové části proudění nežádoucí.*

7.5.2.3 Materiálový model

V případě materiálového modelu je využita idealizace. Popis vlastností spalín pro CFD není dosud uspokojivě sestaven a to díky řadě proměnných vlastností veličin (závislost na teplotě či tlaku ve válci).

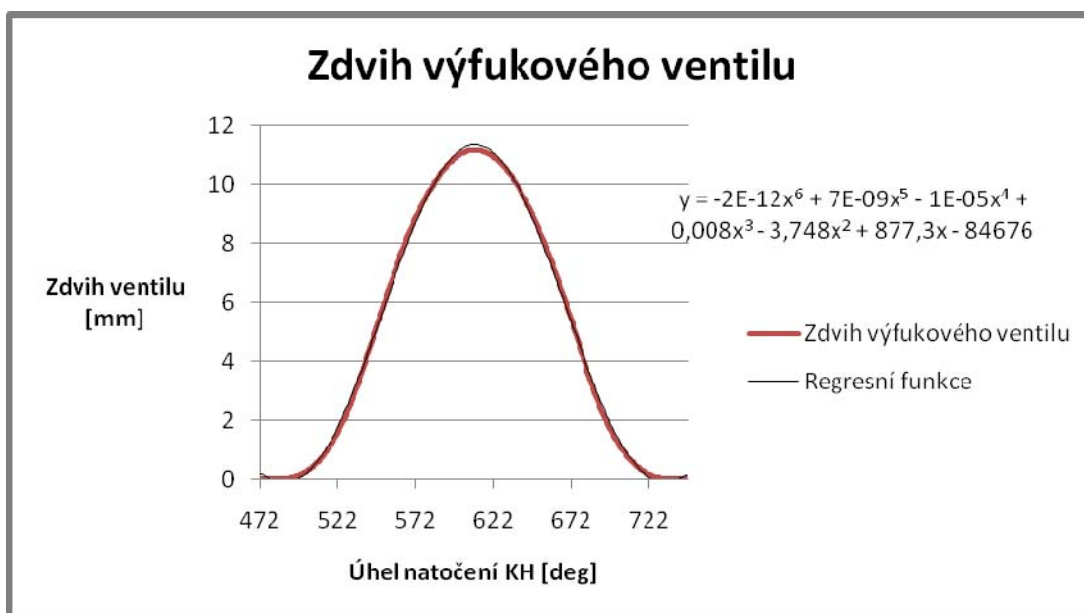
Pro tuto úlohu je zvolen jako materiál vzduch o vlastnostech:

- hustota dle rovnice ideálního plynu
- součinitel přestupu konstantní o hodnotě $C_p = 3000 \text{ [J/kg.K]}$ (korigováno pro palivo motoru metylalkohol);
- viskozita dle Sutherlanda (tří-koefficientový model);

7.5.2.4 Časování výfukového ventilu

Časování ventilů bylo vyhodnoceno z experimentálních dat poskytnutých Jawa a.s. Níže uvedený graf vyobrazuje závislost zdvihu výfukového ventilu na natočení klikové hřídele. V grafu je uvedena regresní funkce, která bude dále sloužit ke tvorbě dynamické výpočtové sítě. Vyhodnocení je provedeno v doplňkovém souboru OP_Zdvih.xls.

Hodnota otevření výfukového ventilu v závislosti na natočení klikové hřídele umožní definování tlaku z 0D modelu, resp. z diagramu určujícího závislost tlaku na natočení klikové hřídele.



Obr. 37 Zdvih výfukového ventilu

7.5.2.5 Okrajová podmínka Pressure inlet

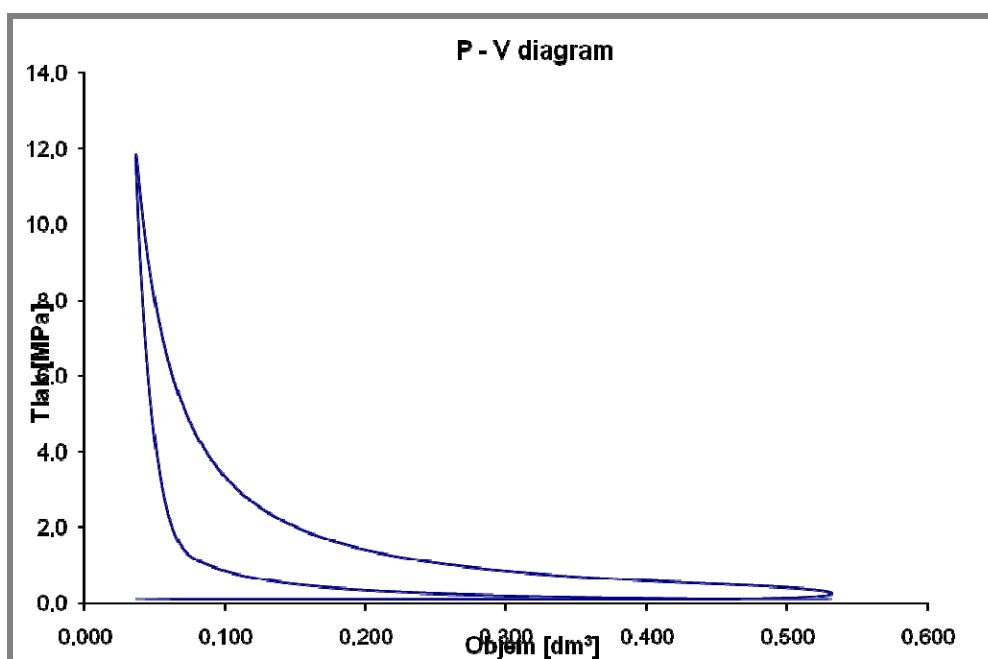
Okrajová podmínka pro vstup tlaku, Pressure inlet, vyžaduje definování hodnoty tlaku ve válci v momentě otevření výfukového ventilu. Tuto hodnotu lze získat pro zadané provozní parametry motoru řešením 0D modelu OBEH.EXE.

Pro parametry:

Výkon 50 [kW]; Otáčkovou hladinu 8500 [min⁻¹]; Časování viz OP_ZDVIH.xls; předstih 30°, plnicí tlak 100 [kPa]; kompresní poměr 15 [-]; palivo methanol;

A konstrukční parametry dle oddílu 7.1.

Hodnoty tlaku a teploty vzhledem k natočení klikové hřídele, resp. odpovídajícímu zdvihu ventilu určuje tabulka 3.

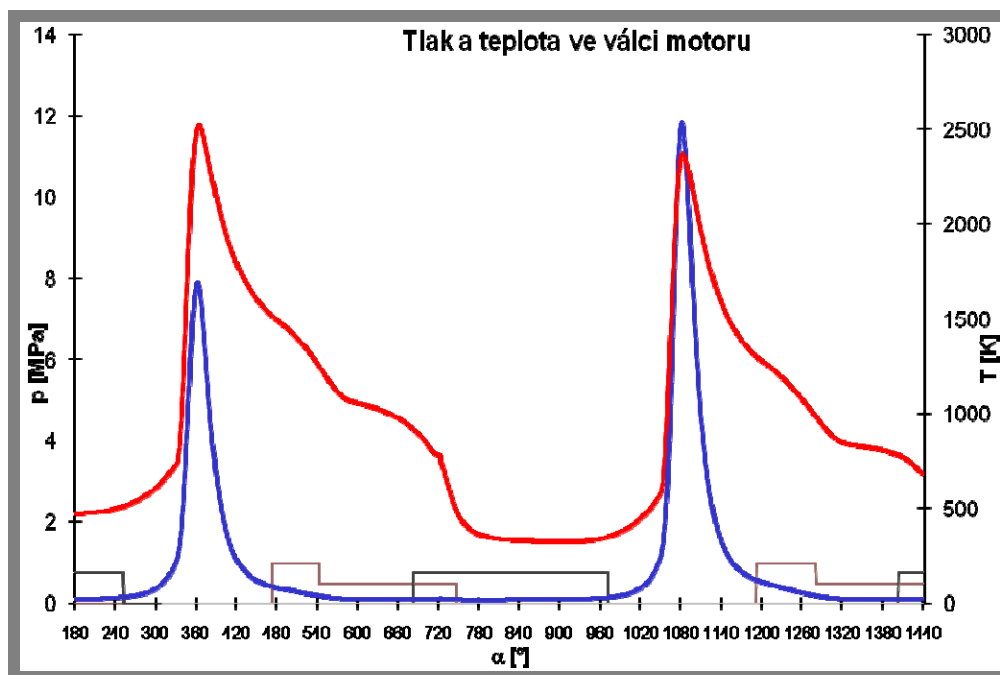


Obr. 38 p-V diagram pro stanovení okrajové podmínky

Tab. 4 Okrajová podmínka pressure outlet

Natočení KH [deg]	Zdvih [mm]	Tlak [MPa]	Teplota [K]
535	3	0,2	1289
554	6	0,14	1196
575	9	0,1	1100
614	11,4	0,1	1044

Intenzita turbulence byla zvolena $I = 20\%$ na hydraulickém průměru $D_H = 0,16\text{m}$.



Obr. 39 Diagram závislosti tlaku a teploty na natočení klikové hřídele

7.5.2.6 Okrajová podmínka Pressure outlet

Výfuk je uvažován do volného prostoru, a tedy platí, že tlak $p_{\text{outlet}} = 0$ Pa. Teplota na výfuku je odhadována na 800K. Intenzita turbulence $I = 8\%$ na hydraulickém průměru $D_H = 0,1028\text{m}$.

7.5.2.7 Okrajová podmínka wall

Pro zjednodušení modelu se stěnu uvažují jako hladké adiabatické.

Poznámka k diskretizaci úlohy

Pro řešení bylo zvoleno schéma druhého řádu s dopředným diferencováním Second order Upwind. Umožňuje lepší zachycení rázové vlny a eliminaci chyby od numerické konvence.

7.5.3 Okrajové podmínky pro model C

Model C je na rozdíl od předchozího nestacionární úlohou. Pro jeho řešení je využito kráčení v čase s diskretizací podle prvního řádu (First-order).

7.5.2.1 Geometrie úlohy

Tab. 5 Geometrie modelu C

Model	Průměr sedla	Úhel sedla	Tvar čela
C	30 mm	Řízen parametrem	Řízeno parametrem

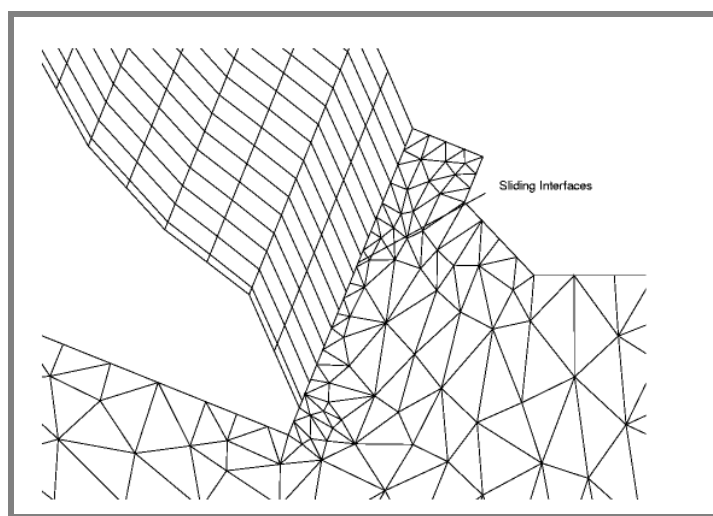
7.5.3.2 Dynamická síť

Pro simulaci otevření ventilu je možné využít dynamické sítě. Pro její ovládání lze použít makro využívající vztah:

$$y = -2E-12x^6 + 7E-09x^5 - 1E-05x^4 + 0,008x^3 - 3,748x^2 + 877,3x - 84676 ; (36)$$

Tento vztah je regresní funkcí zdvihu ventilu, kde x je natočení klikové hřídele a y odpovídá zdvihu ventilu.

Pro pohyb ventilu se jako výhodné jeví využití funkce remeshing s podmínkou sliding interface, viz obr. Výpočtová síť se s každým časovým krokem nastaví podle závislosti (36).



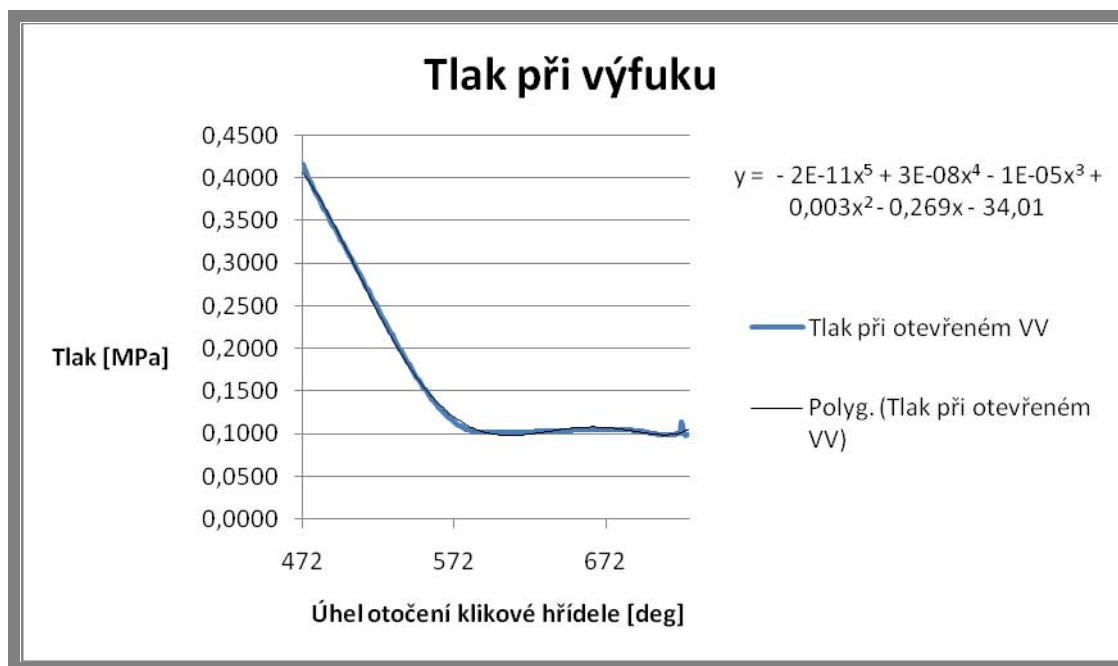
Obr. 40 Dynamická síť – rozhraní pro Layering [25]

7.5.2.3 Okrajová podmínka wall

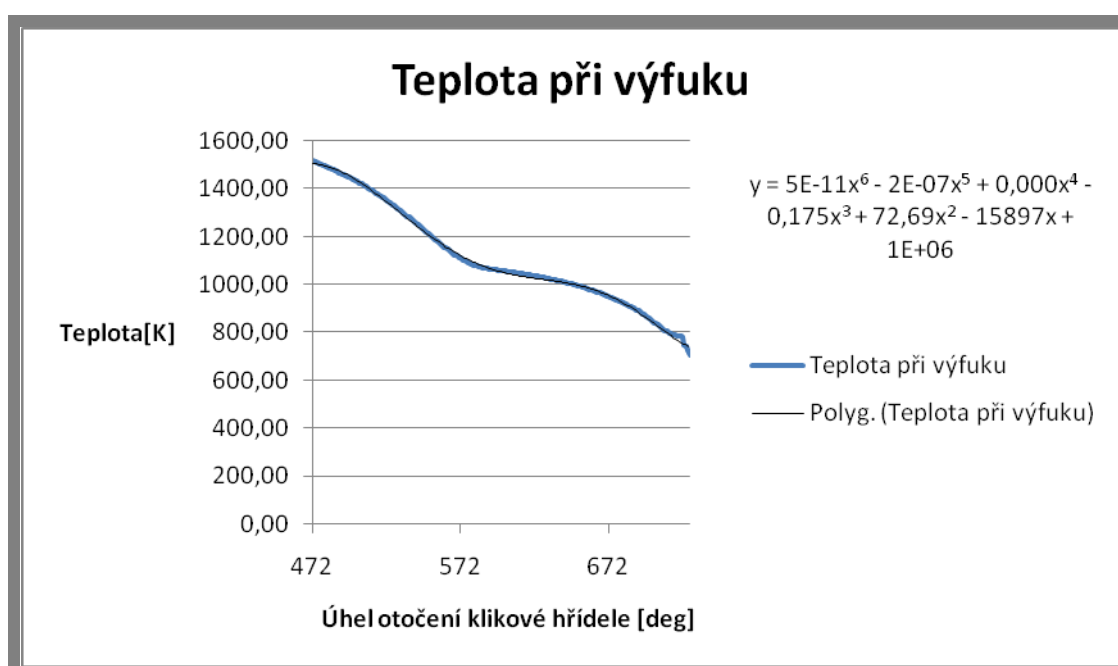
Všechny okrajové podmínky wall jsou opět pro zjednodušení modelu uvažovány jako hladké adiabatické.

7.5.2.4 Okrajová podmínka Pressure inlet

Stejně jako v předchozím případě byl využit 0D model OBEH.EXE. Byly určeny závislosti teploty a tlaku na úhlu otočení klikové hřídele a jejich regresní funkce. Regresní funkce lze dále implementovat do makra ovládajícího nestacionární tok vstupní okrajovou podmínkou.



Obr. 41 Průběh tlaku v závislosti na natočení klikové hřídele a jeho regrese



Obr. 41 Průběh teploty v závislosti na natočení klikové hřídele a její regrese

Intenzita turbulence byla zvolena $I = 20\%$ na hydraulickém průměru $D_H = 0,16m$.

7.5.2.5 Okrajová podmínka Pressure outlet

Výfuk je stejně jako v předchozím případě uvažován do volného prostoru, a tedy platí, že tlak $p_{outlet} = 0$ Pa. Intenzita turbulence $I = 8\%$ na hydraulickém průměru $D_H = 0,0028m$.

8 INTERPRETACE ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

8

V tomto oddíle jsou prezentovány výsledky získané řešením výpočtových modelů popsanych v kapitole 7. Výstupy jsou konzultovány, tak aby bylo možné stanovit jednoznačný závěr práce.

8.1 Kritéria pro hodnocení výstupních dat

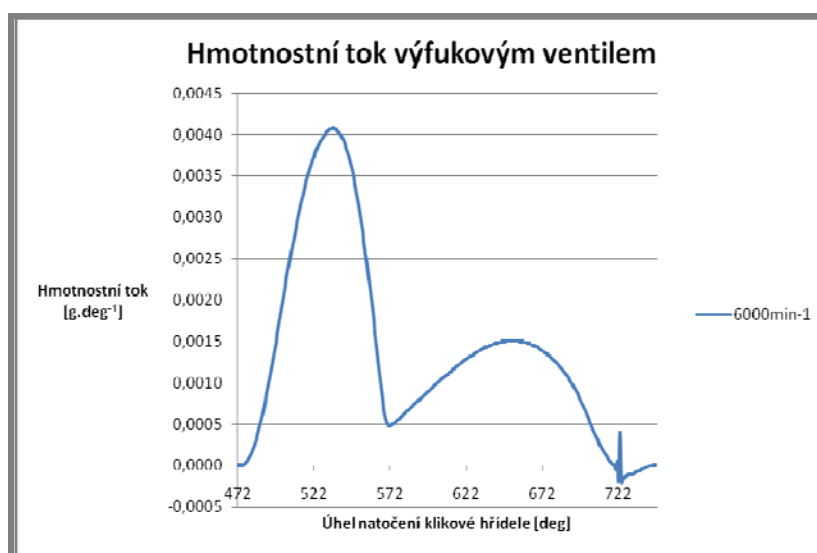
8.1

Hlavním výstupem z výpočtového modelu je hodnota hmotnostního toku výfukovým ventilem při daných okrajových podmínkách. Aby bylo možné vytvořit kritérium pro hodnocení jednotlivých variant, bylo třeba výsledky podrobit níže zmíněnému procesu.

Hmotnostní tok sestává ze dvou složek:

$$Q_m = Q_{ms} + Q_{mn} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (37)$$

Kde Q_{ms} je samovolný odvod spalín z válce a Q_{mn} nucený odvod spalín z válce.



Obr. 43 Hmotnostní tok výfukovým ventilem

Plocha pod grafem odpovídá hmotnosti spalín a lze ji určit vztahem:

$$m = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} Q_m d\alpha \quad [kg] \quad (38)$$

kde α je úhel otočení klikové hřídele a Q_m hmotnostní tok.

Předmětem zájmu je zjištění hodnoty ztrátové práce pro vytlačení Q_{mn} v gravitačním poli při otevřeném výfuku, a proto omezíme hodnotu integrálu v mezích $\alpha_1 = 540^\circ$ a $\alpha_2 = 720^\circ$, což odpovídá výfukovému zdvihu pístu.

Výše zmíněná hodnota ztrátové práce se pak určí ze vztahu:

$$W_z = \left(\int_{640}^{720} Q_m d\alpha \right) * g * Z \quad [J] \quad (39)$$

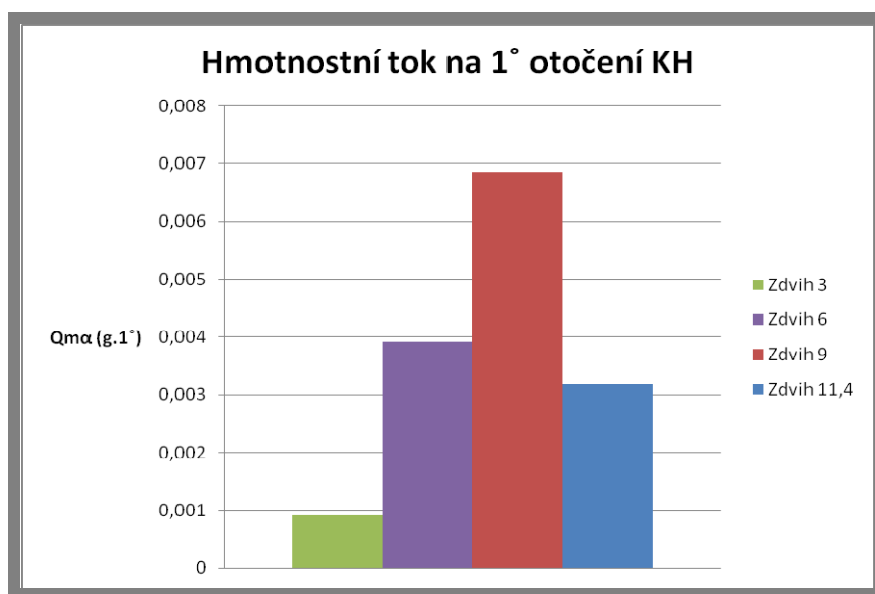
kde Q_m je hmotnostní tok, g [m.s^{-2}] gravitační zrychlení a Z [mm] zdvih pístu. Hodnota W_z bude dále sloužit spolu s hmotnostním tokem k porovnání jednotlivých variant výfukových ventilů.

8.2 Vyhodnocení výstupních dat modelu B

8.2

Stacionární simulace modelu B pomohla především odladit další nestacionární řešení. V praxi se stacionární simulace pro jednotlivé zdvihy ventilů označuje jako profuková zkouška. Na základě této simulace lze vyhodnotit hmotnostní tok při daném zdvihu ventilu.

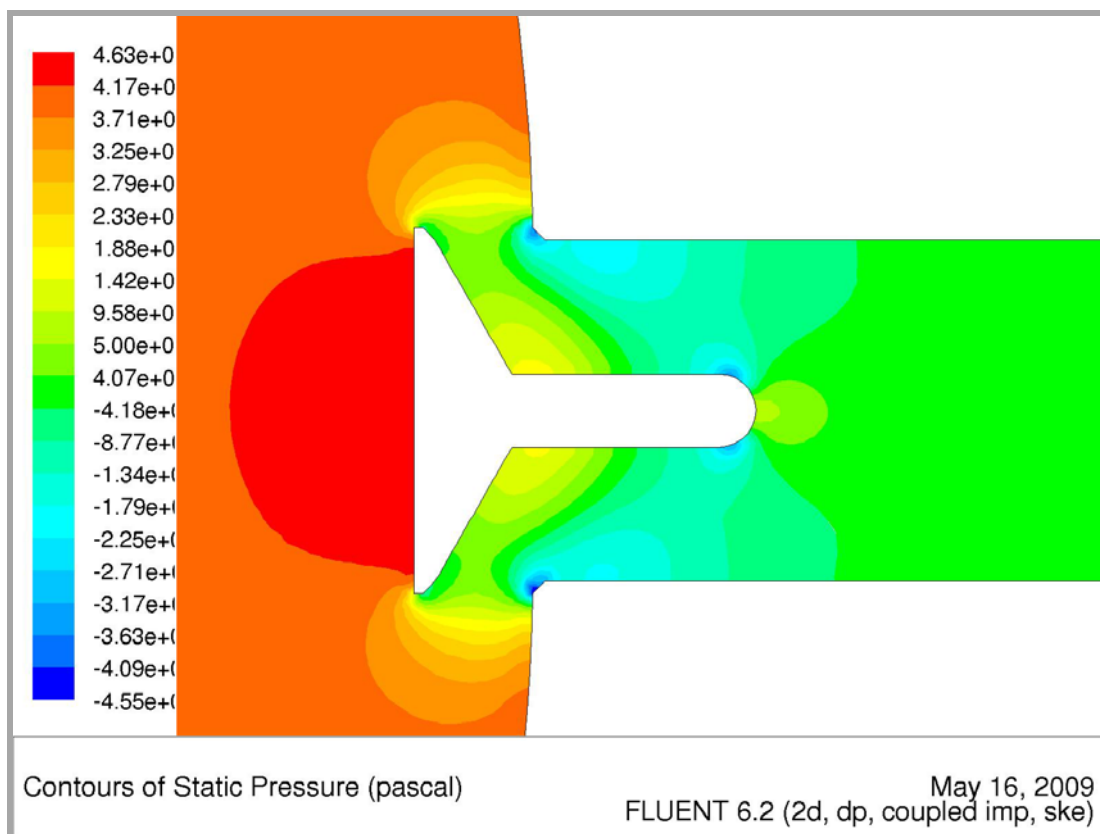
Jak bylo uvedeno v oddíle 7. Byl model B řešen pro čtyři různé stavy okrajové podmínky. Výsledky jsou zaneseny do grafu, viz obr. 44



Obr. 44 Histogram hmotnostního toku modelu B

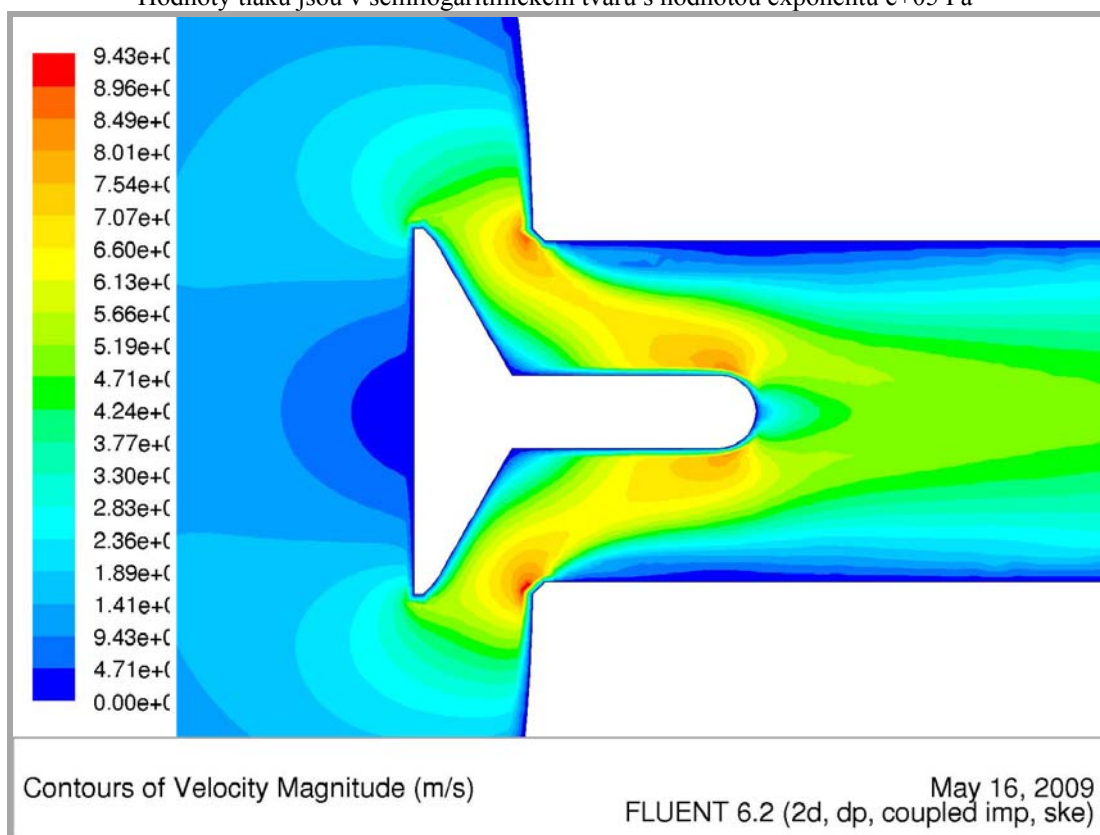
Hodnota hmotnostního toku je v grafu přepočtena na jeden stupeň natočení klikové hřídele. Jak je zřejmé, dosahuje hmotnostní tok svého maxima při zdvihu 9 mm a ne při maximálním zdvihu 11,4 mm. Tato skutečnost je dána prudkým poklesem tlaku ve válci v počáteční fázi otevření ventilu.

Následující obrázky popisují tvar skalárního pole tlaku a vektorového pole rychlosti. Hodnoty jsou po první fázi výpočtu, kdy nebyla dostatečně zachycena rázová vlna. Vysoká rychlost spalin v sedle je výsledkem problematického RANS řešení.



Obr. 45 Kontury tlakového pole varianty B

Hodnoty tlaku jsou v semilogaritmickém tvaru s hodnotou exponentu e+05 Pa



Obr. 46 Vektorové pole rychlosti modelu B

Hodnoty rychlosti jsou v semilogaritmickém tvaru s hodnotou exponentu e+03 m.s⁻¹

8.3 Vyhodnocení výstupních dat modelu C

Řešení modelu C mělo za úkol popsat závislosti následujících parametrů na hmotnostní tok výfukovým ventilem.

Vliv provozních parametrů na Q_m :

- Vliv zvolené otáčkové hladiny;
- Vliv změny kompresního poměru;
- Vliv změny předstihu zažehnutí směsi;

Pro každou z těchto variant byl proveden nestacionární výpočet na modelu C = B

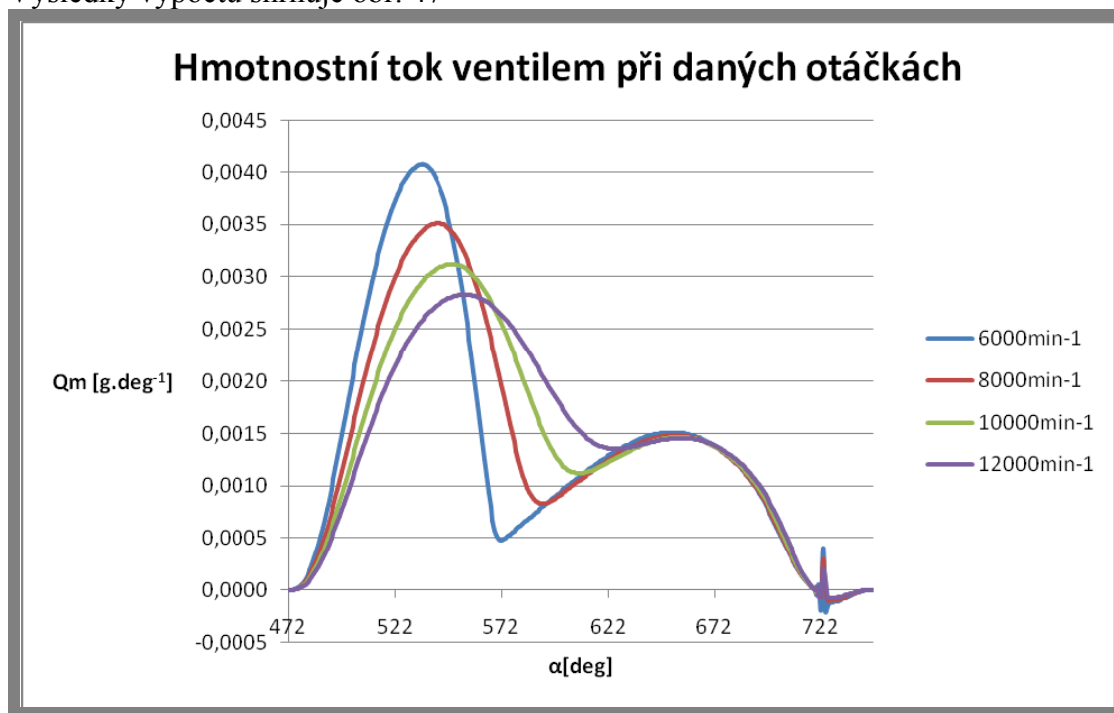
Dále bylo provedeno výpočtové modelování různých geometrických modifikací výfukového ventilu a to zejména s ohledem na:

- Vliv počtu výfukových ventilů v hlavě;
- Vliv úhlu sedla výfukového ventilu;
- Vliv zakřivení čelní plochy talíře;

8.3.1 Vliv otáčkové hladiny na Q_m

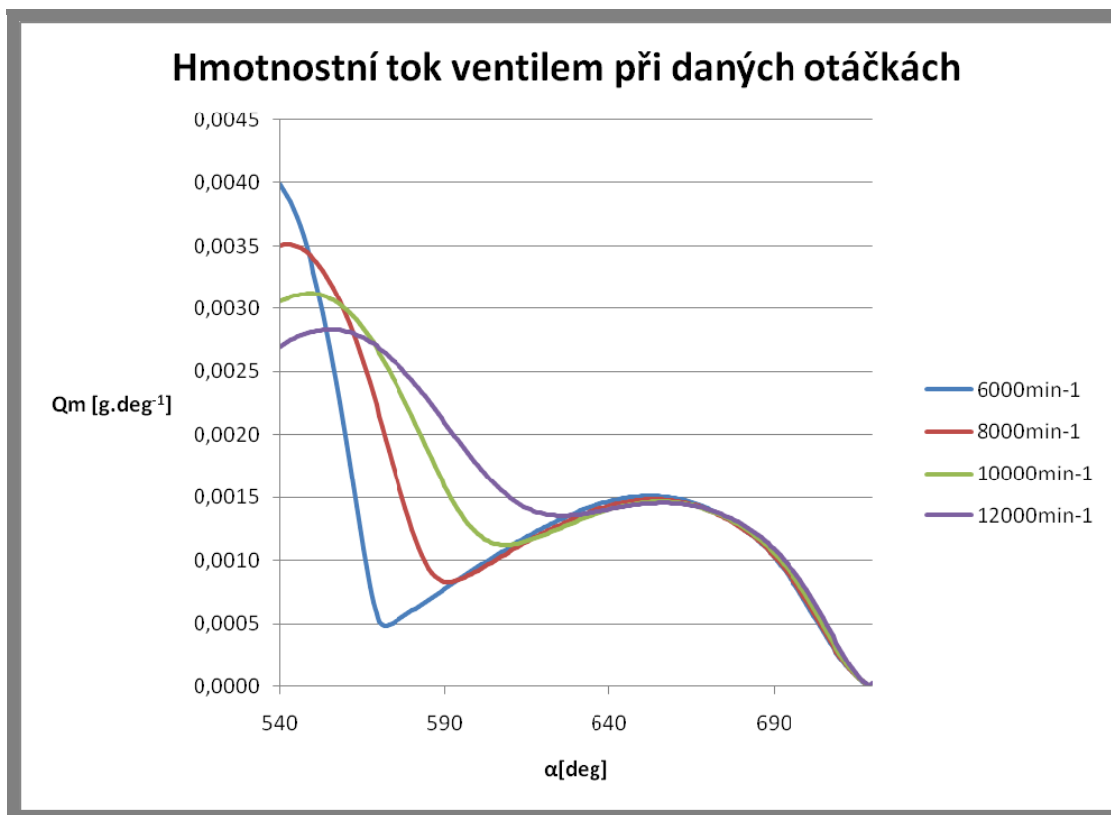
Pro tento výpočet byly zvoleny otáčkové hladiny v rozmezí 6 – 12 000 min^{-1} . Tyto otáčky nejlépe vystihují využívané provozní spektrum.

Výsledky výpočtu shrnuje obr. 47



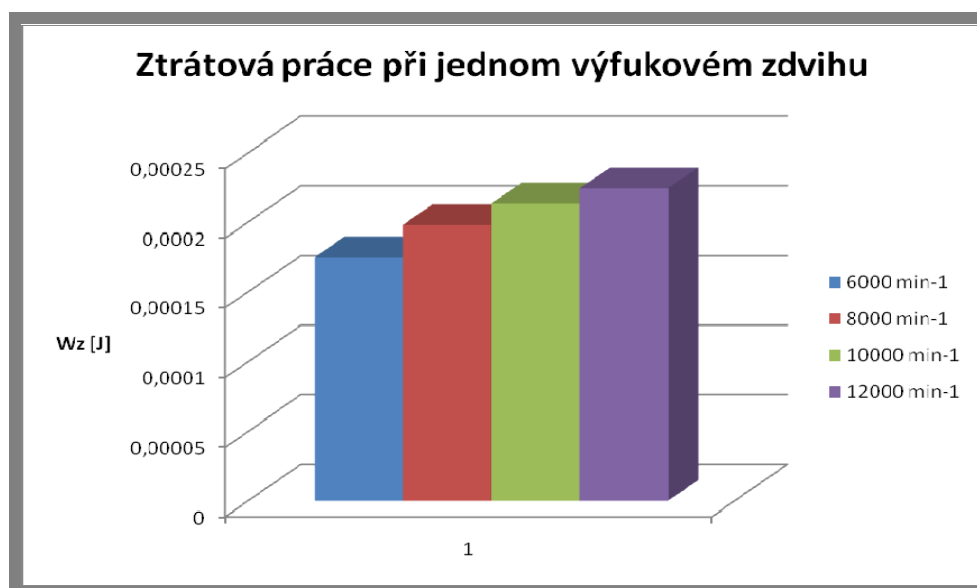
Obr. 47 Hmotnostní tok při daných otáčkových hladinách C

Jak je z výsledků zřejmé, je výplach při vyšších otáčkách problematictější a narůstá hodnota ztrátové práce (39). Tu je možno vyjádřit při ohraničení hmotnostního toku dle podmínky (38). Graf pro oblast $\alpha_1 = 540^\circ$ a $\alpha_2 = 720^\circ$ ilustruje obr. 48



Obr. 48 Omezení hmotnostního toku dle (38)

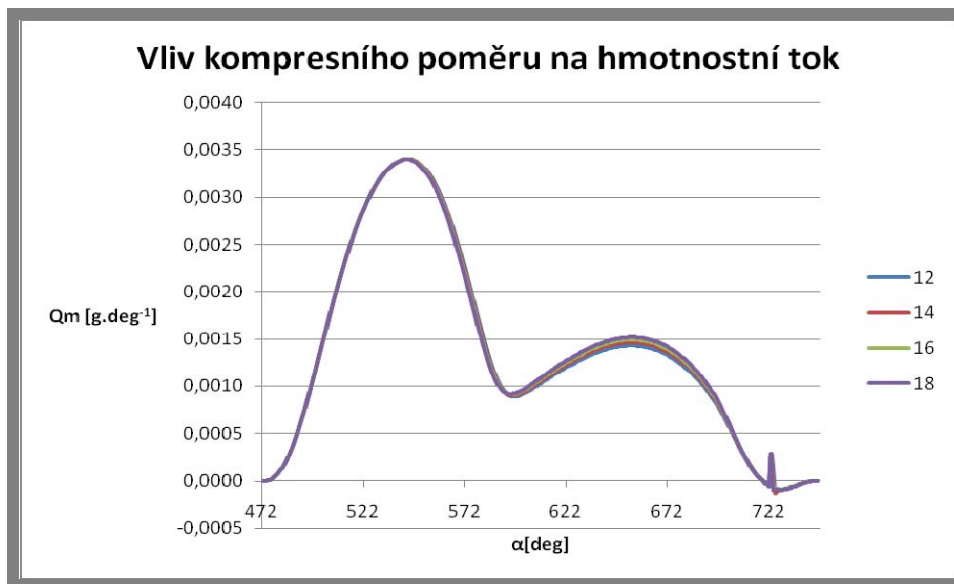
Výpočet ploch pod křivkami je realizován pomocí obdelníkové metody. Výsledné hodnoty ztrátové práce jsou lze pak komparovat v grafu, viz obr. 49



Obr. 49 Ztrátová práce při daných otáčkách modelu C

8.3.2 Vliv změny kompresního poměru na Q_m

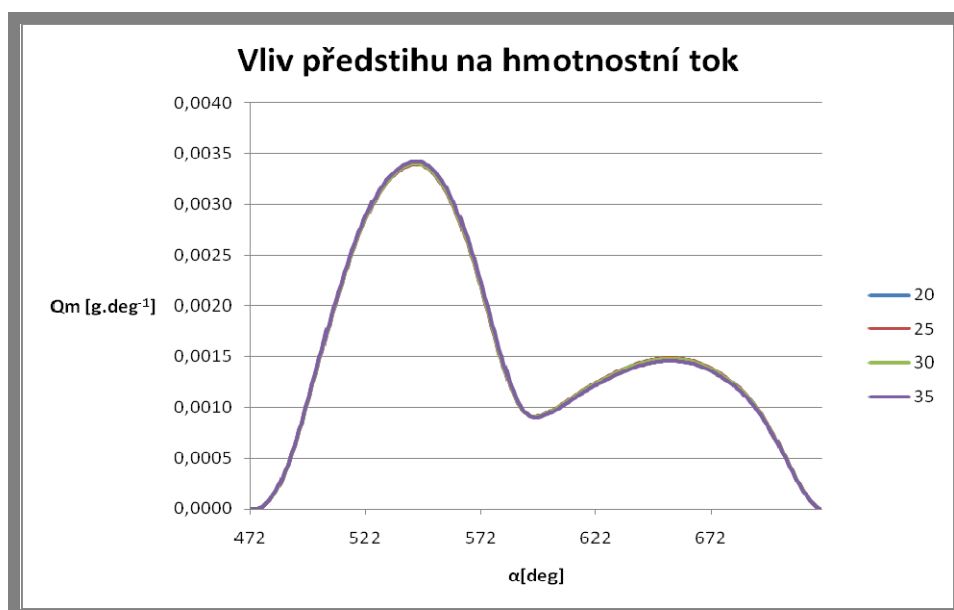
Výpočet pro různé hodnoty kompresního poměru v rozptýlu 12 – 18 vykazuje jen velmi malé ovlivnění hmotnostního toku výfukovým ventilem. Tuto skutečnost ilustruje i následující graf.



Obr. 50 Hmotnostní tok při daném kompresním poměru

8.3.3 Vliv změny předstihu hoření na Q_m

Posledním provozním parametrem, který může být během provozu měněn, je hodnota předstihu. Výpočtový model popisuje proudění ventilem při různých hodnotách předstihu (resp. 20 – 35°). Opět je vliv na hmotnostní tok zanedbatelný.

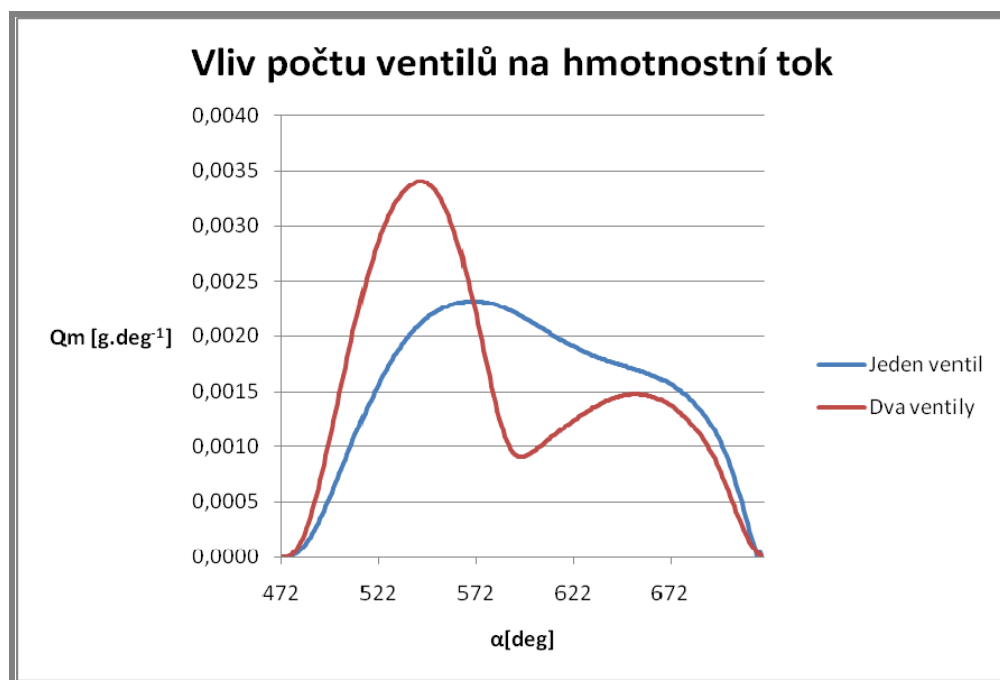


Obr. 51 Hmotnostní tok při dané hodnotě předstihu

8.3.4 Vliv počtu ventilů na Q_m

Úvodní analýza konstrukčních modifikací se zabývala možností úplného zanedbání jednoho ventilu u reálné geometrie motoru Jawa.

Tokové poměry u této úlohy názorně ilustrují problematický výplach válce s jedním ventilem. Následné porovnání ztrátových prací vykazuje 18% nárůst oproti dvouventilovému uspořádání.



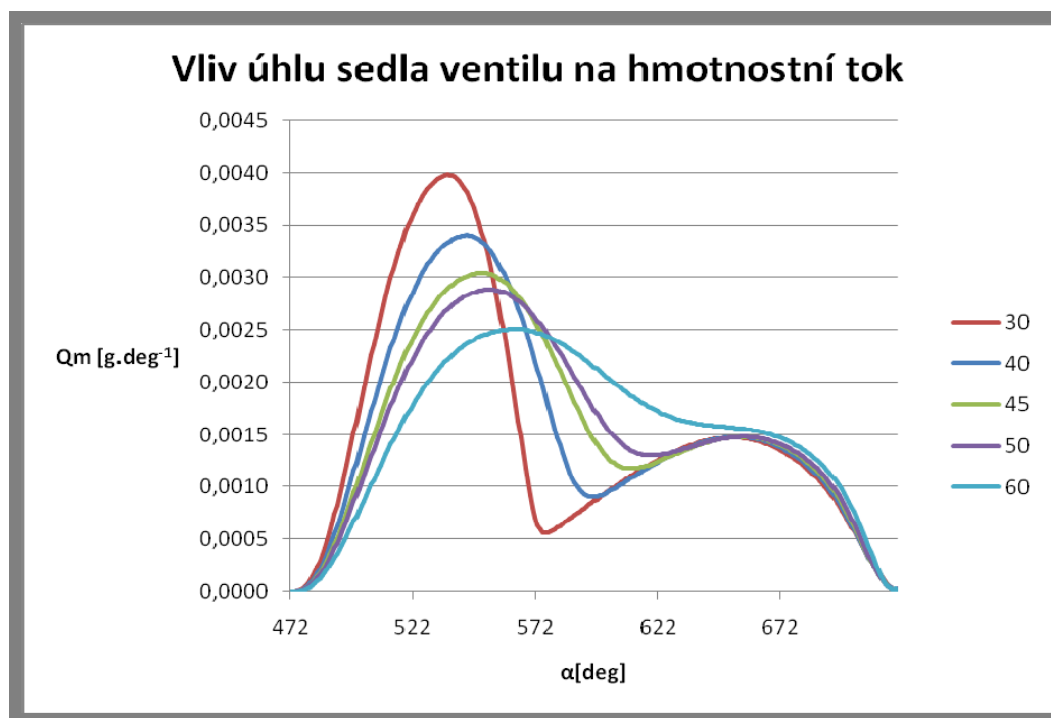
Obr. 52 Vliv počtu ventilů na hmotnostní tok



Obr. 53 Ztrátová práce pro daný počet ventilů

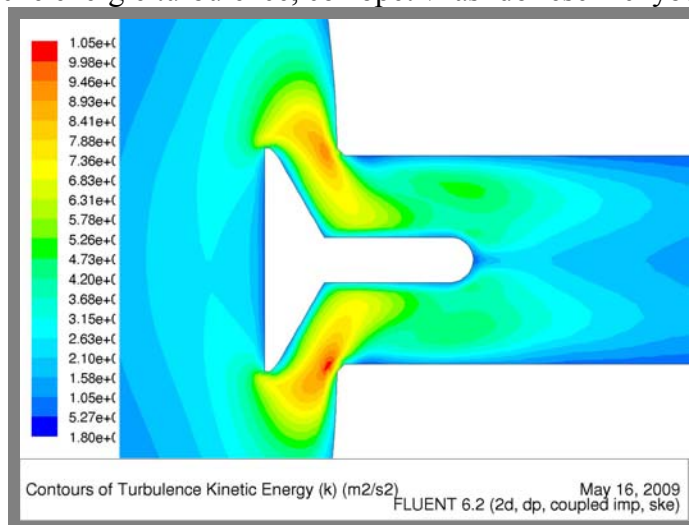
8.3.5 Vliv úhlu sedla na Q_m

Často diskutovanou úpravou je změna úhlu dosedací plochy ventilu, označované jako úhel sedla. Jeho změna je ovšem závislá na konstrukci ventilu, který musí odolávat vysokému namáhání jak od tepelných účinků spalin, tak od setrvačných sil. Realizace ventilu, u něhož je úhel sedla velmi ostrý (30 a méně stupňů) je nebezpečná z hlediska únavového namáhání součástí. Výsledky výpočtu ukazují, že vliv úhlu sedla na tokové poměry kolem ventilu je významný.



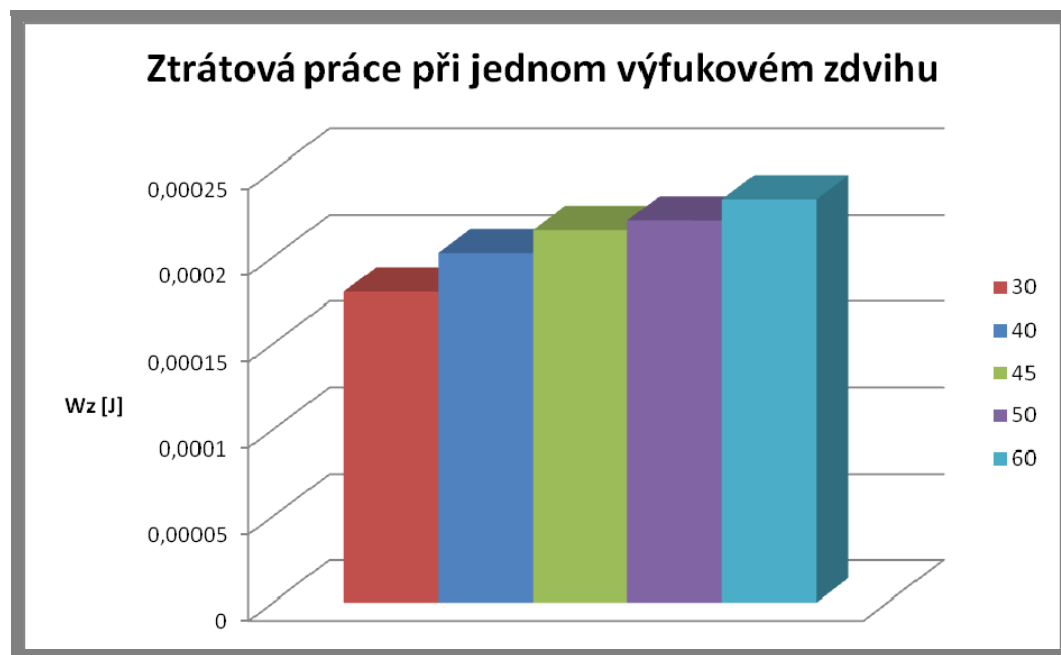
Obr. 54 Vliv změny úhlu sedla na hmotnostní tok výfukovým ventilem

Popis této úlohy je z hlediska CFD modelu velmi komplikovaný, jelikož nelze dokázat jednoznačnost výsledku. Navíc je v mezeře mezi ventilem a sedlem vysoká hodnota kinetické energie turbulence, což opět vnáší do řešení chybu.



Obr. 55 Kinetická energie turbulence v průtokovém průřezu

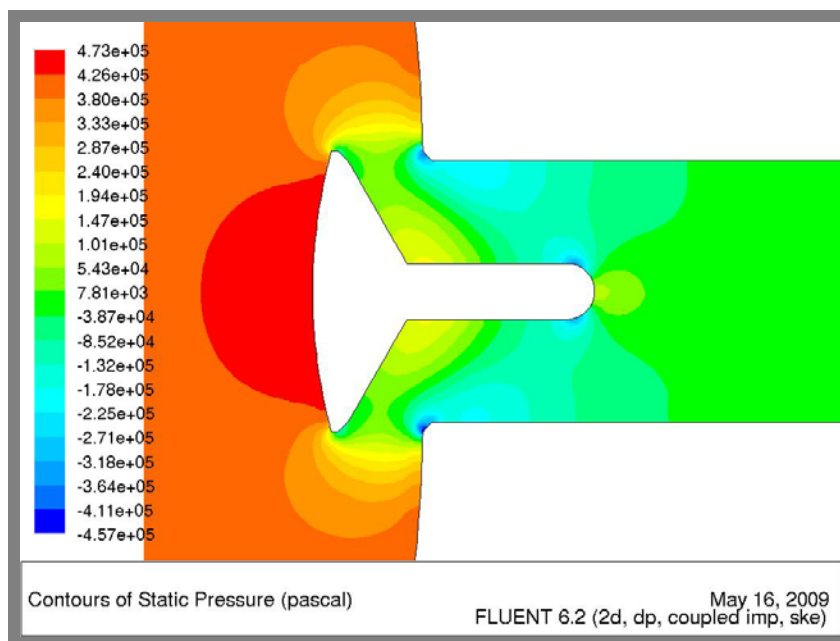
Vyčíslené hodnoty ztrátové práce jsou obsaženy v následujícím diagramu.



Obr. 56 Ztrátová práce pro jednotlivé tvary ventilového sedla

8.3.6 Vliv zakřivení čelní plochy talíře na Q_m

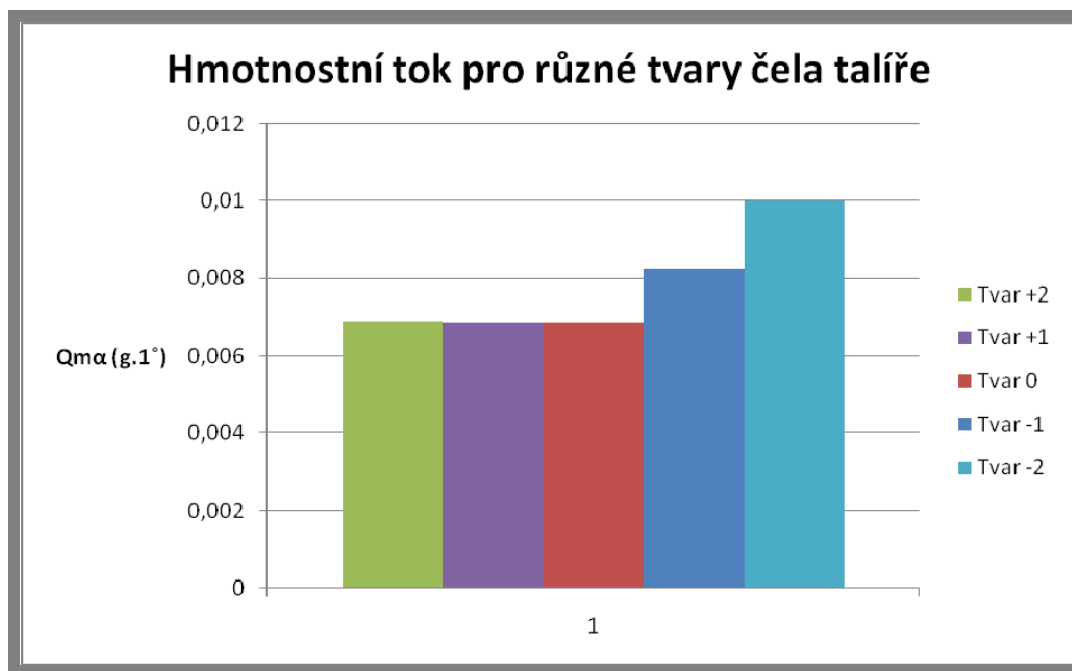
Vliv zakřivení čelní plochy talíře má významný vliv na tvar rázové vlny. Pokud je tvar vyklenutý směrem ven (kladná souřadnice +), vzniká rázová vlna podobná úloze obtékání tuponosého tělesa. Důsledkem je vznik vrstvy podzvukového proudění, které sice blokuje hmotnostní tok ventilem, nicméně významně pomáhá při odvodu tepla do stěn motoru.



Obr. 57 Tlakové kontury pro vypouklé čelo ventilu

V případě že je tvar čela talíře klenutý dovnitř (záporná souřadnice –), vzniká tzv. šikmá rázová vlna. Za touto vlnou vzniká také podzvukové proudění, nicméně v mnohem menší míře než u předchozího případu. Takovýto tvar umožňuje rychlý odvod spalin při vysokém tepelném zatížení ventilu.

Porovnání sférické plochy na čele talíře uvádí následující graf.



Obr. 58 Hmotnostní tok pro různé hodnoty parametru vyklenutí čela

Poznámka: Vyhodnocené výsledky včetně zdrojových dat obsahuje soubor VYHODNOCENI.xls

9 ZÁVĚR

9

9.1 Předpoklady pro stanovení závěru

9.1

Pro stanovení závěru je nutné uvést předpoklady, ke kterým se vztahují vypočtené výsledky.

Výčet předpokladů

- Simulace byla provedena pouze ve 2D z důvodu absence matematického aparátu.
- Vypočtené děje využívají jako okrajové podmínky data z 0D výpočtového modelu, a tudíž zatížena chybou z idealizace výpočtu.
- Výpočet byl sestaven pouze pro výfukovou část oběhu.
- Byly použity zjednodušující předpoklady pro geometrický a materiálový model.

9.2 Faktory ovlivňující řešení

9.2

Řešení významně ovlivnila absence aparátu pro popis některých jevů. Neznámý princip vzniku turbulence, problém její uzavřenosti popřípadě neprokázaná jednoznačnost řešení pro Navier-Stokesovy rovnice.

Kromě těchto faktorů je třeba zmínit skutečnost, že je mimo rozsah diplomové práce modelovat komplexní oběh spalovacího motoru s využitím CFD. Modelování zjednodušeného oběhu bylo koncipováno tak, že neuvažovalo vliv vektorových polí rychlosti, které mají na výplach válce také podstatný vliv. Řešení, které je zohledňuje je pouze celkový CFD model oběhu ve 3D, který je mimo možnosti této práce. V neposlední řadě je zde skutečnost, že není možné modelovat komplexní děj bez kvalitního hardwarového vybavení.

9.3 Rozbor získaných výsledků a splnění cílů

9.3

Primárním cílem práce bylo vytvořit parametrický výpočtový model, popisující proudění spalin v okolí výfukového ventilu.

Byl vytvořen výpočtový model, využívající plně parametrickou geometrii a parametrické bloky definující okrajové podmínky. Tvorba sítě a nastavení řešiče parametrizaci neumožňují. Pomocí tohoto modelu bylo navrženo a ověřeno několik geometrických modifikací výfukového ventilu, u nichž byl vyhodnocen hmotnostní tok a podíl ztrátové práce při výfukovém zdvihu.

Kromě geometrických modifikací byly ověřeny také některé z provozních veličin, jako například otáčky, či kompresní poměr a předstih. Výpočtový model byl odladěn pro jednoduchou 2D úlohu s ideálním plynem a modelem turbulence k- ϵ . Dále byl využit komplexní 0D zónový Eulerův Lagrangeův model, popisující komplexně pochody v průběhu celého pracovního oběhu motoru.

Z výsledků řešení hmotnostního toku za výfukovým ventilem je patrný vliv jak provozních charakteristik, tak i geometrických modifikací jednotlivých modelů. Výplach válce se z pohledu otáček motoru realizuje plynuleji a s menší hodnotou ztrátové práce při nižších otáčkách motoru. Jejich postupné zvyšování má za následek nárůst hodnoty ztrátové práce, jelikož je pohyb pístu příliš rychlý, a spaliny nemají dostatek času, aby odcházely z válce samovolně. Z hlediska konstrukce výfukového ventilu lze konstatovat, že je pro konstrukci ventilu vhodné využívat menšího úhlu sedla výfukového ventilu v kombinaci s vydutým tvarem talíře ventilu, který opět zlepší průtokové charakteristiky. Konstrukce ventilu upraveného dle výpočtového modelování CFD, musí být dále podrobena analýze průběhu napětí od teplotních polí, jelikož je výfukový ventil jedním z nejvíce tepelně namáhaných prvků motoru.

9.4 Návrh dalšího postupu

9.4

Další řešení tohoto problému by se mělo zabývat možnostmi matematického popisu nadzvukové oblasti proudění mezi sedlem a ventilem. I přes aplikaci RANS přístupu se jako výhodnější jeví využít URANS (nestacionární přístup) doplněný o model turbulence popisující velké víry LES. Kromě toho je třeba posoudit vliv idealizace děje na výstupní veličiny.

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**10**

- [1] TENNEKES, H., LUMLEY, J.L., A First Course in Turbulence. MIT Press 1972. 298 s. 1. vydání. ISBN 978-0-262-20019-6.
- [2] JANÍČEK, P., Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky, Hledání souvislostí. CERM 2007. 1. vydání. ISBN 978-80-7204-554-9.
- [3] TU, JIYUANG., Computational fluid dynamics: A practical approach. Butterworth – Heinemann 2007. 459 s. 1. vydání. ISBN 978-0-7506-8563-4.
- [4] VERSTEEG, H.K., Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method. Longman Group 1995. 257 s. 1. vydání. ISBN 0-582-21884-5.
- [5] HOFMANN, K., Proudění ve spalovacích motorech, VUT Brno 1992. 97 s. 2. vydání. ISBN 80-214-0409-4.
- [6] MACEK, J., Spalovací motory, Česká technika 2007. 1. vydání. 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [7] HÁJEK, J., Modelování s využitím CDF – I. ÚEPI VUT Brno 2007. 1. vydání. 104 s.
- [8] FRANČO, J., Parciální diferenciální rovnice. CERM 2003. 1. vydání. ISBN 80-214-2334-X.
- [9] MOLNÁR, V., Počítačová dynamika tekutin. Department of Thermal Power Engineering 2005. [online]. [cit. 21.2.2009].
URL < <http://www.cfd.sk/cfd-book> >
- [10] DERNER, P., Současný stav a vývojové tendence v konstrukci ventilových rozvodů. BP. ÚADI 2007. 42 s.
- [11] RAUSCHER, J., Spalovací motory. VUT Brno 2005. 1. vydání. 235s.
- [12] BRABEC, P., BLAŽEK, J., Simulační model spalovacího motoru. In: International scientific conference: New trends in construction and exploitation automobiles „VEHICLES 2008“. Sborník abstraktů, s.1. SPU Nitra. 22.-24.9.2008, Nitra. Slovensko. ISBN 978-80-552-0105-4.
- [13] JAFFRI, K., HASCHER, H., Tumble and Swirl Quantification within a Motored Four-Valve SI Engine Cylinder Based on 3-D LDV Measurements, SAE 970792, 1997.

- [14] NÝDRLE, M., Vefukování vodíku do válce aplikací metody CFD (1.část), Výzkumná zpráva, FS TUL 2003. [online]. [cit. 25.2.2009].
URL < www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2004/Fluent-Ny.pdf>
- [15] HONCŮ, J., Ventily vznětových, zážehových a plynových spalovacích motorů. Katedra částí a mechanismů strojů, TU v Liberci. [online]. [cit. 15.6.2008].
URL<http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_095_01.pdf>
- [16] VÍTEK, O., POLÁŠEK, M., a KOZEL, K. Entropy Evaluation Using 2-D and 2.5-D Code. Fluid Dynamics 2002, Praha, strana 191 – 194, ISBN 80-85918-77-3.
- [17] LOUDA, P., Numerické řešení dvourozměrného a třírozměrného turbulentního impaktního proudění. Doktorská práce. ČVUT v Praze, Ústav technické matematiky, 2002.
- [18] MACEK, J. a POLÁŠEK, M., Advanced Eulerian Multizone Model – Versatile Tool in Moveable Problem Modeling. ISCFD 99 - All Contributions, CD-ROM, 1. vydání, 1999.
- [19] MAREŠ, B., BAUMRUK, P., Intake and Exhaust Manifolds Simulation - Comparison With Experiment, Kolokvium 'Dynamika tekutin 99' ÚT AV ČR, s. 91– 94, Praha, 2000.
- [20] SWANSON, R. C., TURKEL, E. Multistage Schemes with Multigrid for Euler and Navier-Stokes Equations. NASA Technical Paper 3631. 1997. MD 21090-2934.
- [21] DVOŘÁK, R., KOZEL, K., Matematické modelování v aerodynamice. ČVUT, Praha 1996. ISBN 80-01-01541-6.
- [22] VÍTEK, O., POLÁŠEK M., Mathematical Model of IC Engine – Advanced Multizone Eulerian Model, In: Mathematical and Computer Modelling in Science and Engineering, strana 370 – 374, 2003. ISBN 80-7015-912-X.
- [23] VÍTEK, O., KOZEL, K., Macek, J., 3D model proudění ve válci spalovacího motoru, Sborník: Fluid Dynamics 2003, Praha, strana 167 – 170, 2003. ISBN 80-85918-83-8.
- [24] FLUENT 6.2 User's Guide [online]. [cit. 8.10.2008].
URL < http://193.204.76.120/fluent6.2/help/html/ug/main_pre.htm>
- [25] GAMBIT 2.2 User's Guide [online]. [cit. 8.10.2008].
URL < <http://fluent.com/5903/900082926/20050330/Gambit22.pdf>>

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN 11

11.1 Seznam použitých zkratk

CFD	– Computational of fluid dynamics
VV	– Výfukový ventil
OHC	– Over head camshaft
OP	– Okrajová podmínka
CGCC	– Korekční cyklus hrubého řešení vícetímovou metodou
HÚ	– Horní úvrat' pístu
DÚ	– Dolní úvrat' pístu
SO	– Sací ventil otevřen
SZ	– Sací ventil uzavřen
VO	– Výfukový ventil otevřen
VZ	– Výfukový ventil uzavřen

11.2 Seznam použitých symbolů a veličin

a	$[m.s^{-2}]$	Zrychlující síly působící na element tekutiny.
a_y	$[m.s^{-2}]$	Zrychlující síly působící na element tekutiny ve směru osy y .
c	$[m.s^{-1}]$	Obecný vektor rychlosti v analytickém výpočtu.
D	$[mm]$	Průměr válce – vrtání.
e	$[J]$	Vnitřní energie tekutiny.
F	$[N]$	Vektor síly působící na element tekutiny.
F_y	$[N]$	Velikost síly v ose y .
f	$[N]$	Hustota objemových sil působících na element tekutiny.
g	$[m.s^{-2}]$	Gravitační zrychlení.
i	$[1]$	Počet válců.
k	$[m^2.s^{-2}]$	Kinetická energie turbulence.
m	$[N]$	Hmotnost elementu tekutiny.
m_{pe}	$[g.kW^{-1}.h^{-1}]$	Měrná spotřeba paliva.
M_s	$[kg.mol^{-1}]$	Molární hmotnost látky.
n	$[min^{-1}]$	Otáčky motoru.
n_j	$[min^{-1}]$	Jmenovité otáčky.
p	$[MPa]$	Tlak ve válci v daném místě oběhu.
p_e	$[MPa]$	Střední užitečný tlak.
p_{max}	$[MPa]$	Maximální tlak ve válci.
P_j	$[kW]$	Jmenovitý výkon.
Q_A	$[J.s^{-1}]$	Celkový přírůstek energie v kontrolním objemu.
Q_B	$[J.s^{-1}]$	Tepelný tok do kontrolního objemu.
Q_C	$[J.s^{-1}]$	Práce konaná kontrolním objemem.
Q_m	$[kg.s^{-1}]$	Hmotnostní tok výfukovým ventilem.
$Q_{m\alpha}$	$[kg.deg]$	Hmotnostní tok na 1° otočení klikové hřídele.
Q_{ms}	$[kg.s^{-1}]$	Samovolný hmotnostní tok výfukovým ventilem.
Q_{mn}	$[kg.s^{-1}]$	Nucený hmotnostní tok výfukovým ventilem.

Q_{mS}	$[\text{kg.s}^{-1}]$	Hmotnostní tok sacím ventilem.
Q_V	$[\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$	Objemový tok výfukovým ventilem.
R	$[\text{J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	Univerzální plynová konstanta.
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo.
S	$[\text{m}^2]$	Plocha kontrolního objemu.
T	$[\text{K}]$	Teplota ve válci v daném místě oběhu.
t	$[\text{s}]$	Čas.
u	$[\text{m.s}^{-1}]$	Složka rychlosti v ose x .
v	$[\text{m.s}^{-1}]$	Složka rychlosti v ose y .
V_Z	$[\text{dm}^3]$	Zdvihový objem.
V	$[\text{m}^3]$	Objem kontrolního objemu.
w	$[\text{m.s}^{-1}]$	Složka rychlosti v ose z .
W_z	$[\text{J}]$	Ztrátová práce v průběhu výfukového zdvihu pístu.
Z	$[\text{mm}]$	Zdvih pístu.
α	$[\text{°}]$	Úhel natočení klikové hřídele.
ε	$[-]$	Kompresní poměr.
ρ	$[\text{kg.m}^3]$	Hustota tekutiny ve válci.
\emptyset	$[-]$	Střední hodnota zprůměrované veličiny.
φ'	$[\text{m.s}^{-1}]$	Střední hodnota flukтуаční složky rychlosti.
τ	$[\text{Pa}]$	Smykové napětí v tekutině.
v	$[\text{m}^3\text{kg}^{-1}]$	Měrný objem tekutiny ve válci.
τ_{xx}	$[\text{Pa}]$	Smykové napětí tekutiny v daných souřadných osách.

12 SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1 Aplikace počítačové dynamiky tekutin [23]
Obr. 2 Čtyřdobý zážehový motor [11]
Obr. 3 Srovnání indikátorových diagramů [6]
Obr. 4 Indikátorový diagram čtyřdobého nepřepřlňovaného motoru [11]
Obr. 5 Hlavní body oběhu v indikátorovém diagramu [6]
Obr. 6 Konstrukce ventilového rozvodu OHC [15]
Obr. 7 Hlavní křivka vačky [11]
Obr. 8 Časování rozvodu OHC [11]
Obr. 9 Konstrukční varianty ventilů [15]
Obr. 10 Rozložení teplot na ventilu [19]
Obr. 11 Ventily chlazené sodíkem [15]
Obr. 12 Modely pro simulaci sání [13]
Obr. 13 Víření při profukové zkoušce [13]
Obr. 14 Hmotnostní podíl vodíku při vefukování plynného paliva [14]
Obr. 15 Reynoldsova napětí z 3D CFD simulace [18]
Obr. 16 Kontury rychlostí v systému výfukového potrubí [19]
Obr. 17 Model pro odvození rovnice kontinuity [7]
Obr. 18 Model pro odvození složky y N-S rovnice [7]
Obr. 19 Model pro odvození zákona zachování energie na elementu tekutiny [7]
Obr. 20 Obtékání tupeho tělesa [7]
Obr. 21 Příklady turbulence [9]
Obr. 22 Náhodná fluktuační složka turbulence [9]
Obr. 22 Energetické spektrum turbulence [7]
Obr. 23 Klasifikace modelů turbulence [9]
Obr. 24 Diferencování v difúzním členu [7]
Obr. 25 Relaxace reziduí určujících rovnic
Obr. 26 Řešený plochodrážní motor [11]
Obr. 27 Parametrizace geometrie modelu
Obr. 28 Geometrie výpočtového modelu
Obr. 29 Reálná geometrie hlavy – problematické prvky
Obr. 30, 31 Parametrická geometrie talíře výfukového ventilu
Obr. 32 Struktura výpočtové sítě
Obr. 33 Obecné okrajové podmínky úlohy
Obr. 34 Kontrola kvality sítě
Obr. 35,36 Geometrie modelu B
Obr. 37 Zdvih výfukového ventilu
Obr. 38 p-V diagram pro stanovení okrajové podmínky
Obr. 39 Diagram závislosti tlaku a teploty na natočení klikové hřídele
Obr. 40 Dynamická síť – rozhraní pro Layering [25]
Obr. 41 Průběh tlaku v závislosti na natočení klikové hřídele a jeho regrese
Obr. 41 Průběh teploty v závislosti na natočení klikové hřídele a její regrese
Obr. 43 Hmotnostní tok výfukovým ventilem
Obr. 44 Histogram hmotnostního toku modelu B
Obr. 45 Kontury tlakového pole varianty B
Obr. 46 Vektorové pole rychlosti modelu B
Obr. 47 Hmotnostní tok při daných otáčkových hladinách C

- Obr. 48 Omezení hmotnostního toku dle (38)
- Obr. 49 Ztrátová práce při daných otáčkách modelu C
- Obr. 50 Hmotnostní tok při daném kompresním poměru
- Obr. 51 Hmotnostní tok při dané hodnotě předstihu
- Obr. 52 Vliv počtu ventilů na hmotnostní tok
- Obr. 53 Ztrátová práce pro daný počet ventilů
- Obr. 54 Vliv změny úhlu sedla na hmotnostní tok výfukovým ventilem
- Obr. 55 Kinetická energie turbulence v průtokovém průřezu
- Obr. 56 Ztrátová práce pro jednotlivé tvary ventilového sedla
- Obr. 57 Tlakové kontury pro vypouklé čelo ventilu
- Obr. 58 Hmotnostní tok pro různé hodnoty parametru vyklenutí čela

13 SEZNAM TABULEK

13

Tab. 1 Hlavní body oběhu – Stavové veličiny [6]

Tab. 2 Rozdělení výpočtových modelů

Tab. 3 Geometrie modelu B

Tab. 4 Okrajová podmínka pressure outlet

Tab. 5 Geometrie modelu C